

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Машинобудівний
(повне найменування інституту, назва факультету)

Деталей машин і підйомно-транспортних механізмів
(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістр
(ступінь вищої освіти (освітній ступінь))

на тему: Дослідження завалювального крана заводу «Дніпрспецсталь» на предмет підвищення вантажопідйомності з 50 до 60 т.

Виконав: студент VI курсу, групи М-313м
спеціальності (напряму підготовки)
133 Галузеве машинобудування
(код і назва напряму підготовки, спеціальності)

Уманський В.А.

(прізвище та ініціали)

Керівник Клименко А.В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Поліщук М.І.

(прізвище та ініціали)

м.Запоріжжя
2018 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький національний технічний університет
 (повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет Машинобудівний
 Кафедра Деталей машин і підйомно-транспортних механізмів

Ступінь вищої освіти (освітній ступінь) магістр
 Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
 (код і назва)

Напрямок підготовки _____
 (код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

Мартовицький Л.М.

“ 14 ” 12 2018 року

З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ

Уманському Вадиму Анатолійовичу
 (прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Дослідження завалювального крана заводу «Дніпроспецсталь» на предмет підвищення вантажопідйомності з 50 до 60 т.

керівник проекту (роботи) ст.викл. Клименко А.В.
 (прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від « 07 » листопада 2018 р № 334

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 10.12.2018р.

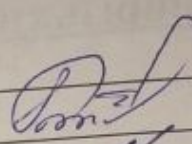
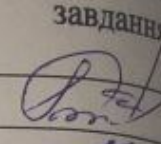
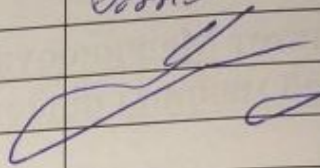
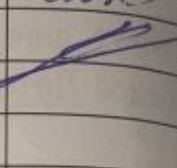
3. Вихідні дані до проекту (роботи)

Завалювальний кран Q = 60т.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1 Огляд літератури; 2 Перегляд та обґрунтування механізмів завалювального; 3. Дослідження металоконструкції завалювального крана в зв'язку з підвищенням вантажопідйомності крана; 4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях; ВИСНОВОК

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Лист 1 Загальний вид завалювального крану; Лист 2 Креслення вантажного візка

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконання завдання
1 - 3	Клименко А.В.		
4	Нестеров О.В.		

7. Дата видачі завдання 03.10.2018р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1.	Видача завдання до магістерської роботи	03.09.18	03.09.18
2.	Розробка робочого плану магістерської роботи за узгодженням з науковим керівником	24.09.18 – 28.09.18	24.09.18 – 28.09.18
3.	Написання I, II, III розділу та представлення його на кафедру в друкованому вигляді	01.10.18 – 30.11.18	01.10.18 – 30.11.18
4.	Написання IV розділу та представлення його на кафедру в друкованому вигляді	03.12.18 – 07.12.18	03.12.18 – 07.12.18
5.	Подання роботи на кафедру в остаточному чистовому оформленні	10.12.2018	10.12.2018
6.	Захист магістерської роботи перед ДЕК	19.12.18	18

Студент

Керівник проекту (роботи)

(підпис)

(підпис)

Уманський В.А.

(прізвище та ініціали)

Клименко А.В.

(прізвище та ініціали)

ВСТУП

Завалювальний мостовий кран встановлений в пічному прольоті сталеплавильного цеху заводу «Дніпроспецсталь». Одною з основних його функцій, це завалка шахти в електросталеплавильну піч за допомогою бадді. В даний час використовується баддя, вантажопідйомність якої 50т. і лімітована номінальною вантажопідйомністю завалювального крану, що недостатньо для одноразового завантаження печі та потрібно робити дозавалку шахти.

Метою магістерської роботи є дослідження можливості збільшення вантажопідйомності крану до 60т., що дозволить здійснювати завалку електропечі за один прийом без дозавалки.

Збільшення вантажопідйомності завалювального крану до 60т. дозволяє скоротити час завалки електропечі при цьому інтервал між двома плавками скорочується приблизно на 10 хвилин. Скорочення тривалості циклу плавки підвищує річну кількість плавок, а отже і кількість сталі виплавляємої за рік.

Проведення модернізації кранових механізмів необхідно здійснити, щоб зберегти по можливості паспортні значення швидкостей підйому і пересування.

1 ПРИНЦИП ДІЇ ЗАВАЛЮВАЛЬНОГО КРАНУ ПРИ ЗАВАЛЦІ ШИХТИ

Завдання періоду завалювання шихти - швидко завантажити лом в піч, раціонально розмістивши його в робочому просторі печі. Час завантаження брухту в піч залежить від швидкодії механізмів відкривання робочого простору печі, конструкції завалочного пристрою (бадді), роботи механізмів завалочного мостового крана, якості брухту і обсягу робочого простору печі, що визначають кількість завантажуваних цебер з шихтою. У більшості електросталеплавильних цехів основним способом завантаження брухту в піч є завантаження його зверху в відкрите робочий простір печі спеціальними розкриваються завантажувальними пристроями: баддями з жорстким днищем (зазвичай грейферного типу) або кошиками з днищем з гнучких металевих секторів. Менший час завантаження брухту забезпечує баддя з жорстким днищем, так як її для вивантаження брухту, на відміну від кошика з гнучким днищем, не потрібно опускати в робочий простір печі. Інші способи завантаження брухту (мульдозавалочної кранами і ін.) є допоміжними і застосовуються зазвичай в старих цехах.

Раціональне розміщення шихти в робочому просторі печі означає таке розміщення брухту, при якому лом плавиться швидко з найменшими витратами енергії, виключається можливість серйозних пошкоджень футерування ванни і зводиться до мінімуму ймовірність поломки електродів. Чисто загальні рекомендації щодо раціонального розміщення шихти в печі, якщо лом неоднорідний за розмірами і масою шматків, зводяться до наступного: важкі (але бажано масою не більше 0,02 від місткості печі) і тугоплавкі шматки брухту повинні завантажуватися в середню частину робочого простору печі під електроди, в високотемпературну зону дії електричних дуг так, щоб виключити можливість обвалів шихти; на подину і укуси слід завантажувати дрібну (до 10 ... 15 кг) і середню (до 100 кг шматок)

шихту, зверху важкий великий лом повинен бути прикритий середньої і дрібної шихтою. Не слід завантажувати важкий лом до стін. Персонал печі повинен чітко уявляти, який лом завантажено в піч і як лом розмістився в робочому просторі печі. Завантажувати в піч кошиків (цебер) з шихтою визначається якістю шихти і ступенем підготовки брухту до плавки. При використанні непідготовленого легкого брухту кількість завантажуваних цебер може бути три і більше, при важкому добре підготовленому брухті (ножичний різання, фрагментованість) зазвичай буває дві бадді. Однорідна, добре підготовлена шихта, як правило, знімає всі проблеми, пов'язані з необхідністю раціонального розміщення брухту в печі.

Слід особливо підкреслити, що будь-які прості печі під час завалювання, особливо прості з відкритим робочим простором, призводять до помітного погіршення показників роботи агрегату (збільшення витрати енергії, електродів, тривалості плавки). Тому планування цеху, конструкція печі і завантажувальних пристроїв, організація роботи цеху повинні виключити можливість таких простоїв.

У разі застосування коксу для підвищення вмісту вуглецю в розплаві кокс зазвичай завантажують в першу баддю після легкого брухту, приблизно в середину по висоті бадді. Зверху кокс накривають іншою частиною металевої шихти. При такому завантаженні знаходиться над коксом лом захищає його від окислення пічної атмосферою або спливання при утворенні шару рідкого металу на подине; засвоєння вуглецю розплавом відбувається досить стабільно. Не рекомендується завантажувати кокс на подину печі: якщо кокс має підвищену вологість, в процесі плавлення можливі викиди металу з печі.

Більш стабільне засвоєння вуглецю забезпечується при використанні чавуну для науглероживання розплаву. Кількість використовуваного чавуну і способи його завантаження в піч різноманітні. Чавун, що додається в шихту, знижує вміст міді і нікелю в ній, але кілька збільшує вміст фосфору. Використання чавуну в великих кількостях (20% і більше від маси

завалювання) помітно збільшує прихід тепла в робочий простір печі внаслідок окислення надлишкового вуглецю газоподібним киснем. У загальному випадку кількість доданого в шихту чавуну визначається співвідношенням вартості брухту і чавуну.

У зв'язку з необхідністю забезпечення раннього шлакоутворення і доцільністю дефосфорації металу в період плавлення важливе значення має вибір часу і яким чином будуть завантажуватися вапна в піч. У старих цехах вапно завантажували в процесі завалювання на подину і під час підвалки шихти приблизно рівними порціями завантажувального цебром або мульдозавалочною машиною. У малі печі вапно завантажували вручну.

Застосовувані в сучасному електросталеплавильному цеху способи подачі шихти в піч повинні забезпечувати мінімальний час відключення печі в процесі плавки, тому електропіч і завантажувальні бадді грейферного типу конструюють таким чином, щоб необхідний сталевий брухт завантажити не більше ніж в два прийоми. Це досягається насамперед попередньою підготовкою брухту, збільшенням обсягу робочого простору печі при заміні цегляної футеровки стін водоохолоджуваними панелями і збільшенням обсягу завалювальних цебер. Уже в 1980-і роки для 100-тонних дугових печей використовували бадді об'ємом до 75 м³. Сьогодні на цих печах застосовують завалочні бадді об'ємом 100 ... 120 м³. Слід пам'ятати, що при збільшенні числа подвалок шихти на плавку не тільки зростають внутріплавочні простой, а й збільшується час розплавлення шихти через зниження середньої потужності дуг, так як на початку плавлення при нестабільному горінні дуг зменшується використання потужності трансформатора, а кожна подвалка шихти в якоюсь мірою відновлює початкові умови плавлення. Тривалість завалювання брухту значно скорочується в разі застосування швидкодіючих механізмів відкривання і закривання робочого простору печі, швидкодіючих завалювальних кранів, цебер грейферного типу та раціональної організації виробництва.

Подачу в надпотужну піч інших шихтових матеріалів (шлакообразующих компонентів, коксу, твердих окислювачів і ін.) Зазвичай організовують так, щоб її можна було виробляти, не вимикаючи печі. У сучасних цехах такі матеріали завантажують у піч через спеціальний отвір в зведенні. Необхідні шихтові матеріали зберігаються в бункерах, встановлених у верхній частині спеціального бункерного прольоту, що примикає до пічного прольоту. Система подачі шихтових матеріалів з бункерів в піч забезпечена дозуючими пристроями, дозволяє повністю механізувати подачу додаткових шихтових матеріалів і може працювати в автоматичному режимі. Шихтові матеріали з бункерів подають також в сталерозливних ківш, встановлений на сталевоза під час випуску плавки з печі. Частина вапна завантажуються на подину до завалювання першої порції брухту, а інша частина вапна може бути завантажена в піч невеликими порціями або безперервно під час плавлення. Така схема подачі вапна дозволяє швидше отримувати активні шлаки, прискорити дефосфорацію металу і надійніше захищати футерування стін від потужного випромінювання дуг в кінці плавлення. Особливо важливо це для роботи сучасних надпотужних дугових печей, де необхідність отримання пінистого шлаку, а також значне скорочення тривалості періоду плавлення і наступного за ним окисного періоду вимагають обов'язкового вжиття заходів для прискорення формування в печі необхідної кількості шлаку з досить високою дефосфорирующей здатністю і проведення швидкої і ефективної дефосфорації металу.

2. ПЕРЕГЛЯД ТА ОБҐРУНТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ЗАВАЛЮВАЛЬНОГО КРАНА

2.1 Механізм підйому мостового завалювального крана

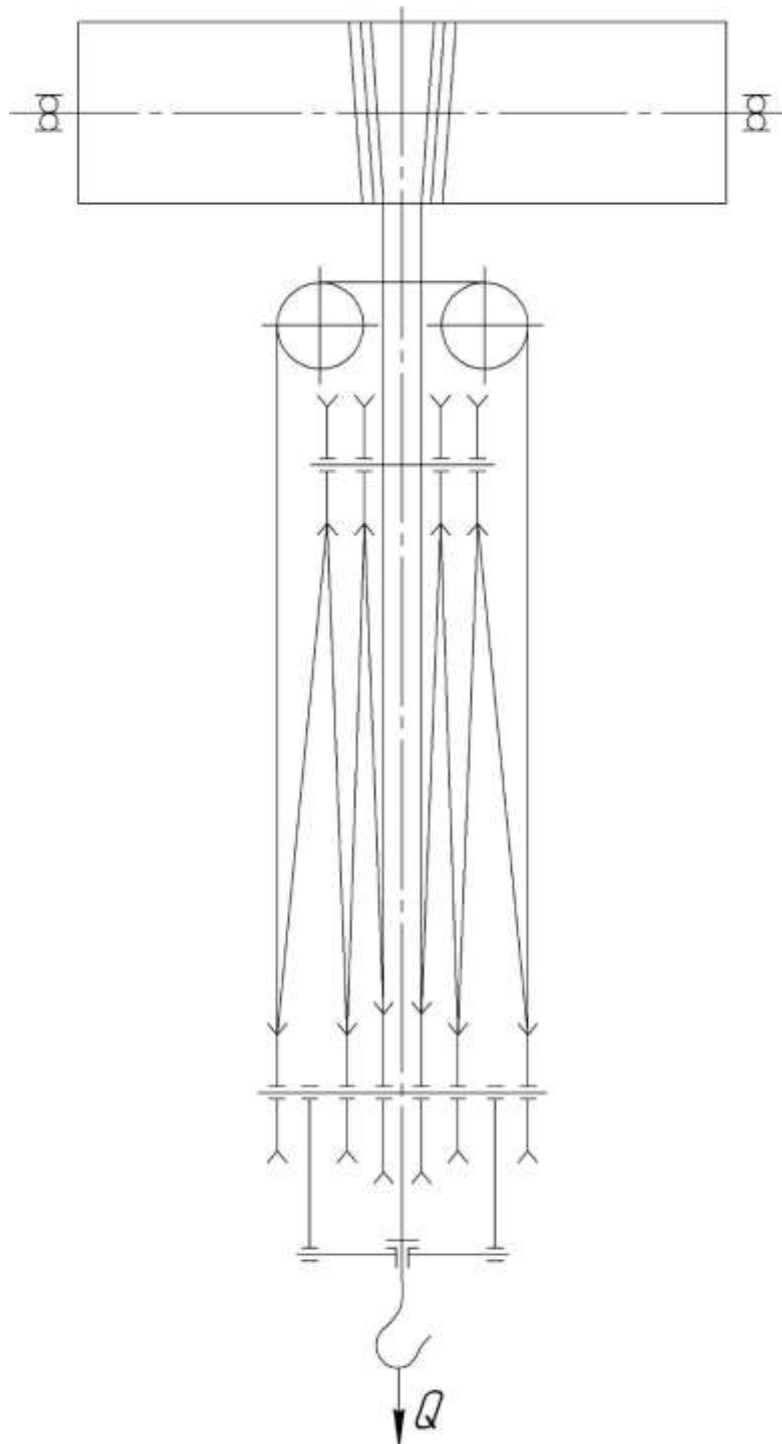


Рисунок 2.1 – Кінематична схема механізму підйому

2.1.1 Вибір канату

Найбільше зусилля в канаті при підйомі вантажу $Q = 60$ т

$$S_{max} = \frac{Q + G_{\text{подв}}}{a * m * \eta_{\text{п}}} = \frac{60000 + 2840}{2 * 6 * 0,953} = 5500 \text{ кг}$$

де $Q = 60000$ кг – вантажопідйомність;

$G_{\text{подв}} = 2840$ кг – вага гакової підвіски;

$a = 2$ – число закріплення канату на барабані;

$m = 6$ – кратність поліспасту;

$\eta_{\text{п}} = 0,953$ – кпд поліспасту.

Для підйому вантажу $Q = 60$ т необхідно встановити канат з розривним зусиллям не менше $R = S_{max} * n = 5500 * 6 = 33000$ кг

При збільшенні вантажопідйомності крана необхідно встановити канат 23-160-1 ГОСТ 14954-69 $R = 33600$ тип

ЛК – Р 6х9[1 + 6 + 6/6] + 7х7[1 + 6]; $\sigma_{\text{в}} = 160$ кг/мм².

Максимальне зусилля в канаті при підйомі випробувального вантажу $Q = 75000$ кг.

$$S_{\text{max(випр)}} = \frac{75000 + 2840}{2 * 6 * 0,953} = 6950 \text{ кг}$$

Перевірка двигуна

Фактична швидкість підйому вантажу

$$v_{\text{ф}} = \frac{\pi * D_{\text{б}} * n}{m * i_{\text{р}}} = \frac{3.14 * 0.7 * 590}{6 * 48.57} = 4.46 \text{ м/хв}$$

де $D_6 = 700\text{мм}$ – діаметр барабану по вісям витків канату;

$n = 590\text{об}^{-1}$ – число обертів двигуна;

$i_p = 48,57$ – передаточне число редуктора.

Необхідна потужність електродвигуна:

$$N = \frac{Q * v_{\phi}}{6120 * \eta_{\text{заг}}} = \frac{62840 * 4,46}{6120 * 0,843} = 54,4 \text{ кВт}$$

На кран встановлений електродвигун МТВ-712-10 $N = 100\text{кВт}$,

$n = 590\text{об/хв.}$ Відповідно встановлений електродвигун забезпечує роботоздатність механізму при збільшенні його вантажопідйомності до 60т.

Привод здійснюється через редуктор РМ-1000 з передаточним числом $U = 48.57$, який задовольняє умовам при роботі даного механізму.

Перевірка гальм

Необхідний гальмівний момент:

$$M_T = \frac{Q * D_6 * \eta_0 * K_T}{2 * i_{\Pi} * i_p} = \frac{62840 * 0,7 * 0,843 * 2}{2 * 6 * 48,57} = 127,1\text{кгм}$$

На кран встановлено два гальма ТКТГ-500, який має гальмівний момент $M_T = 250\text{кгм}$ (кожний) і необхідно відрегулювати на $M_T = 64\text{кгм}$ кожний.

2.1.2 Гакова підвіска

Гак спирається на підшипник №8236 ГОСТ 6874-54. Допускне осьове статичне навантаження для цього підшипника $[Q_{ст}] = 81000\text{кг} > Q = 60000\text{кг}$. Відповідно даний підшипник забезпечує необхідну вантажопідйомність.

Блоки гакової підвіски встановлені на радіально – шарикові підшипники № 226 (130х230х40).

Число обертів підшипників блоків

$$n_{\text{бл}} = \frac{v_{\text{ван}} * (m - 1)}{\pi * D_{\text{бл}}} = \frac{4,46 * (6 - 1)}{3,14 * 0,85} = 8,35 \text{об}^{-1}$$

де $v_{\text{ван}} = 4,46$ – швидкість підйому вантажу;

$D_{\text{бл}} = 0,85\text{м}$ – діаметр блоку;

Так як число обертів підшипника $n_{\text{бл}} = 8,35 \text{об/хв} < 10 \text{об/хв}$ тоді перевірку будемо вести за статичним радіальним навантаженням.

$$C_0 = 11200 > Q'_n = 6600\text{кг}$$

Робимо висновок, що даний підшипник забезпечує роботоздатність механізму при підвищенні вантажопідйомності.

2.1.3 Траверза крюка

Траверза крюка виготовляється зі Ст.5

Механічні характеристики матеріалу Ст.5:

$$\sigma_B = 50 - 62\text{кг/мм}^2;$$

$$\sigma_T = 26\text{кг/мм}^2;$$

$$\sigma_{-1} = 22\text{кг/мм}^2.$$

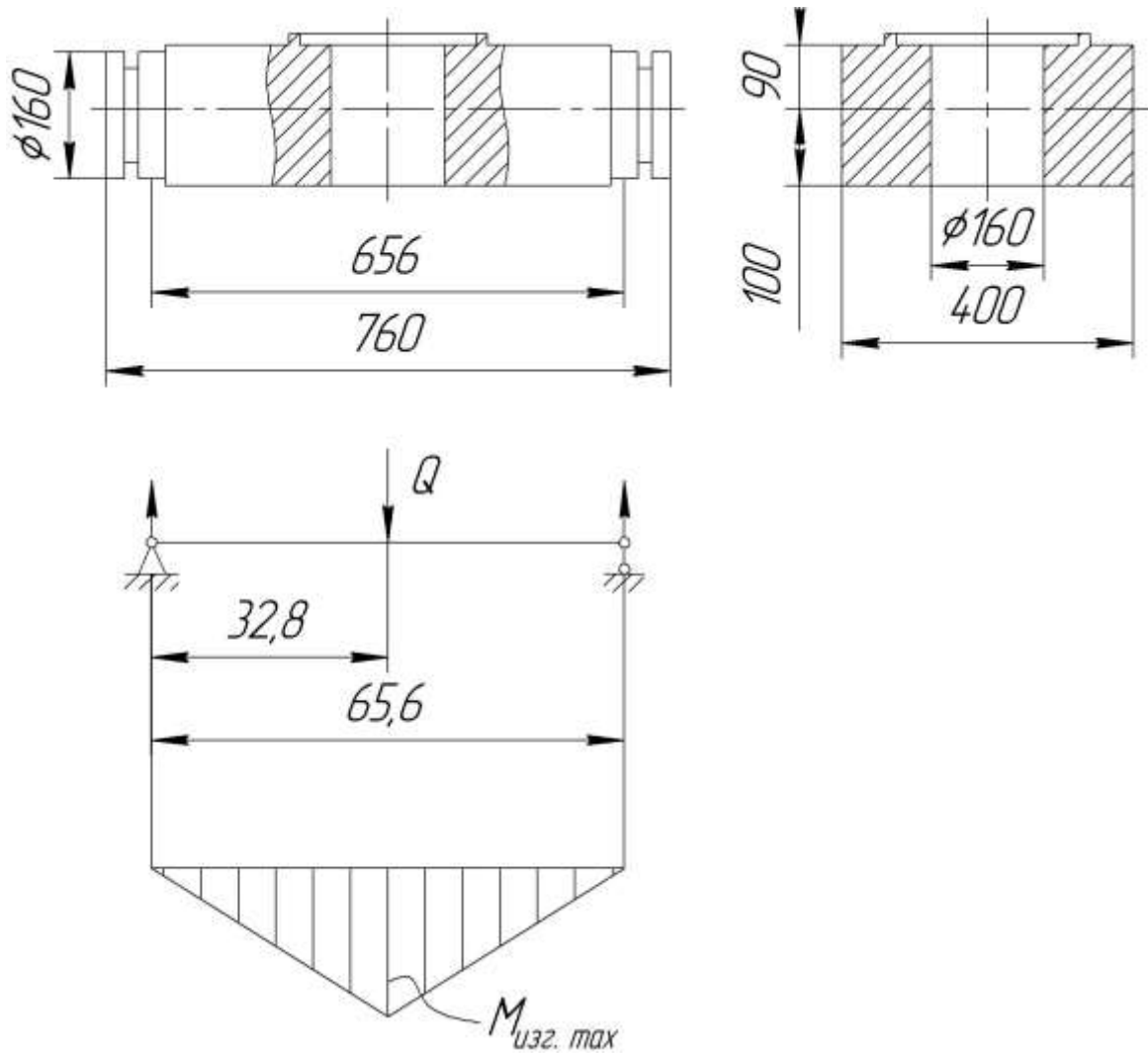


Рисунок 2.2 – Траверза гакової підвіски

Допускні напруження згину при розрахунках на міцність

$$[\sigma]_{зг} = \frac{\sigma_T}{K_M} = \frac{2600}{1,3 * 1,2} = 1670 \text{ кг/см}^2$$

Напруження, що виникають в небезпечному перерізі при підйомі вантажу $Q = 60000 \text{ кг}$.

$$\sigma = \frac{M_{зг}}{W} = \frac{985000}{1430} = 689 \text{ кг/см}^2$$

де $M_{зг} = 985000 \text{ кг} * \text{см}$ – згинаючий момент в середньому перетині траверзи;

Напруження, що виникають в небезпечному перерізі при підйомі випробувального вантажу:

$$\sigma_{\text{випр}} = \frac{M_{\text{зг}}}{W} = \frac{1239000}{1430} = 895 \text{ кг/см}^2 < [\sigma]_{\text{зг}}$$

де $M_{\text{зг}} = 1239000 \text{ кг*см}$ - згинаючий момент в середньому перетині траверзи при випробувальному навантаженні.

Існуюча траверса забезпечує необхідну міцність по напруженням згину.

Перевірка траверзи на втомну міцність

Перевірку проводимо за методикою ВНИИПТМАШ. Запас міцності по втомності:

$$n_{\sigma} = \frac{2 * \sigma_{-1}}{\sigma_{\text{max}} \left(\frac{K'_{\sigma}}{\beta * \varepsilon_{\sigma}} K_g + \psi_{\sigma} \right)}$$

$$n_{\sigma} = \frac{2 * 2200}{689 * \left(\frac{2.18}{1 * 0.6} * 0.6 + 0.05 \right)} = 2.86 > K = 1.7$$

де σ_{-1} – границя втоми матеріалу при симетричному циклі;

σ_{max} – напруження, що виникають від найбільших навантажень тривало діючих в розрахунковому перетині;

β – коефіцієнт зміцнення, який враховує наявність поверхневого зміцнення, наклепу від дрібоструйної обробки або накали роликом;

K'_{σ} - коефіцієнт концентрації напружень для розрахункового перетину;

$K = 1.7$ – найменший допустимий запас міцності за межею втоми.

Результати перевірки показали, що траверса має достатній запас міцності за межею втоми.

2.1.4 Перевірка гака

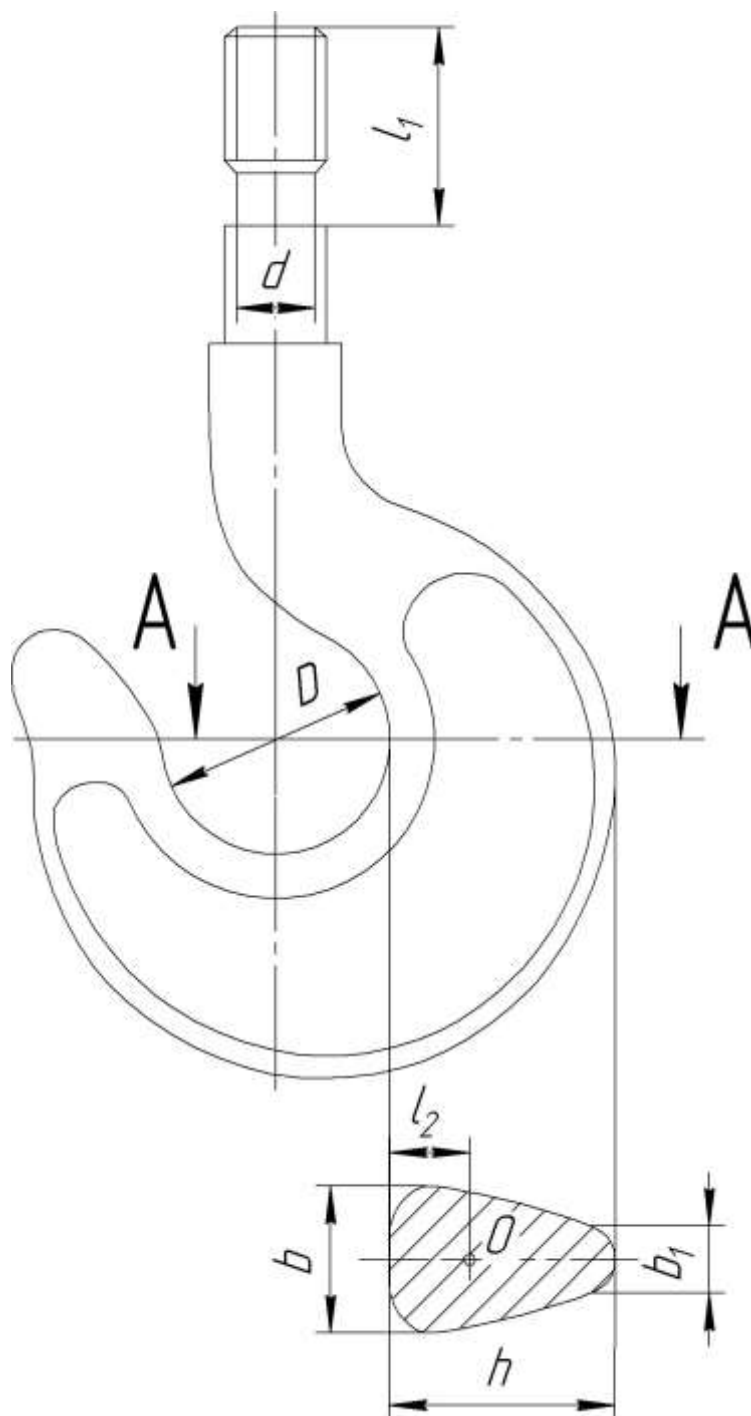


Рисунок 2.3 - Гак

На кран встановлено гак №24

$D = 270$ мм;

$b = 165$ мм;

$d_1 = 150$ мм;

$d' = 122$ мм;

$h = 260$ мм;

різьба трапецеїдальна 140х16

$R = 85 \text{ мм};$

$b_1 = 68 \text{ мм};$

$l_2 = 112 \text{ мм};$

Матеріал гака Ст.20 $\sigma_T = 2200 \text{ кг/см}^2$

Небезпечний переріз криволінійної частини гака є перетин А-А. Найбільші нормальні напруження виникають в крайньому внутрішньому волокні:

$$\sigma = \frac{Q * l_2}{F * K * \frac{D}{2}} \leq \frac{\sigma_T}{n_T}, \text{ кг/см}^2$$

де $K = 0,095$ - коефіцієнт, який залежить від форми перетину та кривизни вісі гака;

$n_T = 1,5$ – запас міцності за межею текучості;

Q – вантажопідйомність крана;

l_2 – відстань внутрішнього волокна від центра ваги перетину:

$$l_2 = \frac{b + 2b_1}{b + b_1} * \frac{h}{3} = \frac{16,5 + 2 * 6,8}{16,5 + 6,8} * \frac{26}{3} = 11,2 \text{ см}$$

F – площа розрахункового перетину:

$$F = \frac{b + b_1}{2} * h = \frac{16,5 + 6,8}{2} * 26 = 303 \text{ см}^2$$

$$\sigma = \frac{60000 * 11,2}{303 * 0,095 * \frac{27}{2}} = 1728 \text{ кг/см}^2 > [\sigma]$$

$$\frac{\sigma_T}{n_T} = \frac{2200}{1,5} = 1470 \text{ кг/см}^2$$

Фактичний запас міцності за межею текучості:

$$n_{\text{Т.ф.}} = \frac{\sigma_{\text{Т}}}{\sigma} = \frac{2200}{1728} = 1,27$$

Напруження, які виникають при підйомі контрольного вантажу:

$$\sigma_{\text{конт}} = \frac{75000 * 11,2}{303 * 0,095 * \frac{27}{2}} = 2160 \text{ кг/см}^2 > \sigma_{\text{Т}}$$

Результати розрахунку показують, що встановлений на крану гак не має достатній запас міцності при збільшенні вантажопідйомності. На крані необхідно встановити гак №25, зберігши розміри хвостовика без зміни для зменшення об'єму робіт по переводу крана на підвищену вантажопідйомність.

Розміри гака №25:

$D = 300 \text{ мм};$

$b = 190 \text{ мм};$

$h = 290 \text{ мм};$

$R = 88 \text{ мм};$

$b_1 = 74 \text{ мм};$

$l_2 = 124 \text{ мм};$

$$l_2 = \frac{b + 2b_1}{b + b_1} * \frac{h}{3} = \frac{19,0 + 2 * 7,4}{19,0 + 7,4} * \frac{29}{3} = 12,4 \text{ см}$$

$$F = \frac{b + b_1}{2} * h = \frac{19,0 + 7,4}{2} * 29 = 383 \text{ см}^2$$

$$\sigma = \frac{60000 * 12,4}{383 * 0,095 * \frac{30}{2}} = 1360 \text{ кг/см}^2$$

$$\sigma = 1360 < [\sigma] = \frac{\sigma_{\text{Т}}}{n_{\text{Т}}} = \frac{2200}{1,5} = 1470 \text{ кг/см}^2$$

Напруження, які виникають при підйомі контрольного вантажу:

$$\sigma_{\text{конт}} = \frac{75000 * 12,4}{383 * 0,095 * \frac{30}{2}} = 1705 \text{ кг/см}^2$$

Фактичний запас міцності за межею текучості при підйомі контрольного вантажу:

$$n_{\text{т.ф.}} = \frac{\sigma_{\text{Т}}}{\sigma} = \frac{2200}{1705} = 1,29$$

що є допустимим.

Перевіряємо міцність хвостової частини гака:

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{Q}{F} = \frac{4 * Q}{\pi * d_1^2} = \frac{4 * 60000}{3,14 * 12,2^2} = 513 \text{ кг/см}^2$$

де d_1 - внутрішній діаметр різьби.

Для важкого режиму роботи $[\sigma_{\text{р}}] = 500 \text{ кг/см}^2$.

Фактичний запас міцності за межею текучості

$$n_{\text{т.ф.}} = \frac{\sigma_{\text{Т}}}{\sigma} = \frac{2200}{513} = 4,3$$

Перевірка міцності нарізної частини гака по напруженням зрізу в витках різьби

Найменша довжина нарізної частини гака:

$$l_1 > H = \frac{Q}{\pi * d_1 * K_m * K_1 * [\tau_{\text{зр}}]}, \text{ см}$$

де H – висота гака, см;

d_1 - внутрішній діаметр різьби, см;

$[\tau_{\text{зр}}]$ – допускні напруження на зріз, кг/см²

$$[\tau_{\text{зр}}] = 0,6 * [\sigma_{\text{р}}]$$

$$[\tau_{\text{зр}}] = 0,6 * 500 = 300 \text{ кг/см}^2$$

$K_m = 0,572$ - безрозмірний коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілення навантаження по виткам;

$K_1 = 0,65$ – коефіцієнт повноти різьби, який залежить від профілю різьби.

$$H = \frac{60000}{3,14 * 12,2 * 0,572 * 0,65 * 300} = 14,0 \text{ см}$$

На гаку, який встановлений на крані, довжина нарізної частини $l_{1\phi} = 135$ мм. При зміні гаку треба врахувати, що дійсної довжини нарізної частини недостатньо. Довжина нарізної частини гаку з урахуванням канавки під стопорну планку повинна бути не менше $l_1 = 145$ мм. Відповідно і повинна збільшитися і висота гайки.

В результаті проведених розрахунків робимо висновок, що при збільшенні вантажопідйомності крана необхідно замінити гак. Замість поковки №24 виготовити гак з поковки №25, при цьому зберегти параметри різьби, але збільшити її довжину на 15 мм. В зв'язку з цим необхідно виготовити нову гайку.

2.2 Механізм пересування візка

2.2.1 Розрахунок механізму пересування візка

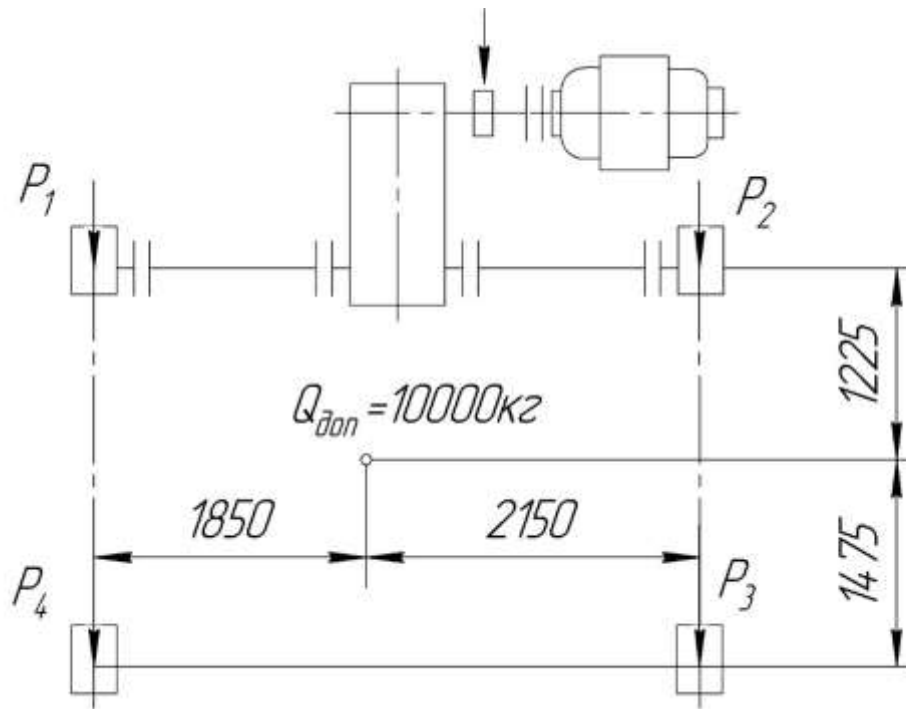


Рисунок 2.4 – Схема механізму пересування візка

Навантаження на колеса при вантажопідйомності крану $Q = 50000\text{кг}$ складає:

$$P_1 = 19200\text{кг};$$

$$P_2 = 18100\text{кг};$$

$$P_3 = 17920\text{кг};$$

$$P_4 = 18720\text{кг}.$$

Навантаження на приводні колеса від додаткового вантажу

$$Q_d = 10000\text{кг}$$

$$Q_{d1} = \frac{1475 * 10000}{2700} = 5463\text{кг}$$

Навантаження на неприводні колеса від додаткового вантажу

$$Q_{д2} = \frac{1225 * 10000}{2700} = 4537\text{кг}$$

Додаткове навантаження на перше ходове колесо

$$P'_1 = \frac{5463 * 2150}{4000} = 2936\text{кг}$$

Додаткове навантаження на друге ходове колесо

$$P'_2 = \frac{5463 * 1850}{4000} = 2527\text{кг}$$

Додаткове навантаження на третє ходове колесо

$$P'_3 = \frac{4537 * 1850}{4000} = 2098\text{кг}$$

Додаткове навантаження на четверте ходове колесо

$$P'_4 = \frac{4537 * 2150}{4000} = 2439\text{кг}$$

Додавши додаткові навантаження до основного навантаження ми отримуємо навантаження, яке діє на колеса при вантажопідйомності $Q = 60000\text{кг}$.

$$P''_1 = 19200 + 2936 = 22136\text{кг};$$

$$P''_2 = 18100 + 2527 = 20627\text{кг};$$

$$P''_3 = 17920 + 2098 = 20018\text{кг};$$

$$P''_4 = 18700 + 2439 = 21139\text{кг};$$

При випробуваннях максимальна вага вантажу $Q_{\text{випр}} = 75000\text{кг}$.

Навантаження, яке буде діяти на перше ходове колесо при випробувальному вантажі $Q_{\text{випр}} = 75000\text{кг}$.

Додаткове навантаження на приводні колеса:

$$\Delta P'_{\text{випр}} = \frac{15000 * 1475}{2700} = 8194 \text{ кг}$$

Додаткове навантаження при випробувальному вантажі на перше ходове колесо

$$\Delta P'_{1\text{випр}} = \frac{8194 * 2150}{4000} = 4404 \text{ кг}$$

$$P_{1\text{випр}} = P_1 + \Delta P_{1\text{випр}} = 22136 + 4404 = 26540 \text{ кг}$$

2.2.2 Визначення опору пересування візка

Повний статичний опір пересування візка:

$$W_{\text{ст}} = K_p * W_T + W_{\text{ук}}$$

де W_T – сила тертя без урахування реборд та торців маточини, кг;

$K_p = 2,5$ – коефіцієнт, який враховує додаткове тертя реборд ходових колес о голівку рейок;

$W_{\text{ук}}$ – опір від уклону підкранового шляху, кг.

Опір від тертя при русі візка:

$$W_1 = K_p * W_T = K_p * (G_0 + Q) \frac{(2\mu + df)}{D_{\text{х.к}}}$$

$$W_1 = 2,5 * (24120 + 60000) \frac{(2 * 0,05 + 13 * 0,02)}{55} = 1376 \text{ кг}$$

де $G_0 = 24120 \text{ кг}$ – вага візка;

$Q = 60000 \text{ кг}$ – вага вантажу;

$d = 13 \text{ см}$ – внутрішній діаметр підшипників колес;

$f = 0,02$ – коефіцієнт тертя конічних підшипників опор валу ходового колеса;

$\mu = 0,05$ – коефіцієнт тертя кочення;

$D_{\text{х.к}} = 55 \text{ см}$ – діаметр ходового колеса.

Опір від ухилу шляхів

$$W_{\text{ук}} = \gamma * (G_0 + Q) = 0,002 * (24120 + 60000) = 168\text{кг}$$

де $\gamma = 0,002$ – ухил підкранових шляхів.

Повний статичний опір пересування візка:

$$W_{\text{ст}} = W_1 + W_{\text{ук}} = 1376 + 168 = 1544\text{кг}$$

Опір пересування візка від сил інерції при рушанні з місця:

$$W_{\text{ін}} = \frac{(G_0 + Q)}{g} * [a] = \frac{(24120 + 60000)}{9.81} * 0.1 = 858\text{кг}$$

де $[a] = 0,1 \text{ м/с}^2$ – прискорення при пуску.

Опір пересування візка при рушанні з місця:

$$W = W_{\text{ст}} + W_{\text{ін}} = 1544 + 858 = 2402\text{кг}$$

2.2.3 Необхідна потужність електродвигуна, вибір електродвигуна та редуктора

$$N = \frac{W * v}{60 * 102 * \eta * K_{\text{м}}} = \frac{2402 * 42,4}{6120 * 0,87 * 1,7} = 11,25\text{кВт}$$

де $K_{\text{м}} = 1,7$ – кратність середнь пускового моменту двигуна;

$\eta = 0,87$ – кпд механізму пересування.

Вибираємо:

електродвигун МТФ – 750

$N = 11\text{кВт}$ при ПВ=40%

$n = 705 \text{ об/хв}$;

Редуктор ВКУ – 312-8

$U = 28.7$;

$N_p = 23,7\text{кВт}$ при ПВ=40%

Фактична швидкість пересування візка:

$$v_{\phi} = \pi * D_{\text{х.к}} \frac{n_{\text{дв}}}{L_p} = 3.14 * 0.55 * \frac{705}{28.7} = 42.42\text{м/хв}$$

Відхилення від швидкості пересування візка, яку мав механізм пересування до реконструкції:

$$\Delta v = \frac{v_{\phi} - v_1}{v_{\phi}} 100\% = \frac{42,4 - 40,5}{42,4} * 100\% = 4,48\%$$

2.2.4 Перевірка електродвигуна за умовами нагріву, за часом розгону, за запасом зчеплення

Перевірка електродвигуна за умовами нагріву

Потужність при сталому русі:

$$N_{\text{ст}} = \frac{W_{\text{ст}} * v}{60 * 102 * \eta} = \frac{1544 * 42,4}{60 * 102 * 0,87} = 12,29\text{кВт}$$

Еквівалентна потужність:

$$N_{\text{екв}} = \gamma * N_{\text{ст}} * K' = 1.2 * 12.29 * 0.75 = 11\text{кВт} < N_{\text{д}} 25\% \text{ПВ} = 13\text{кВт}$$

де $\gamma = 1,2$ – коефіцієнт, який враховує відношення $N_{\text{екв}}/N_{\text{ст}}$;

$K' = 0,75$ - коефіцієнт, який враховує відносну тривалість включення.

Перевірка електродвигуна за часом розгону

$$t_p = \frac{C D^2 n_H}{375 * M_H} * t_{\text{пуск}} = \frac{38,52 * 705}{375 * 15,2} * 2,1 = 10 \text{с}$$

де $C D^2 = 38,52$;

$M_H = 15,2$ – номінальний момент двигуна.

Перевірка електродвигуна за запасом зчеплення

$$K_{\text{зч}} = \frac{G_{\text{зч}} * f_1}{W_{\text{б.в}} + G_T \left(\frac{a}{g} - \frac{a_1 - b}{a_1} * f * \frac{d}{D_{\text{х.к}}} \right)} \geq 1,2$$

де $G_{\text{зч}} = G_T / 2 = 12000 \text{кг}$ – сумарний тиск ведучих ходових коліс на рейку;

$a_1 = 4$ – загальне число ходових колес;

$b = 2$ – число відомих колес;

$f_1 = 0,2$ – коефіцієнт зчеплення ходових колес з рейкою.

Сумарний статичний опір пересування візка без вантажу:

$$W_{\text{б.в}} = K_P G_T \frac{(2\mu + df)}{D_{\text{х.к}}} = 2,5 * 24120 * \frac{2 * 0,05 + 13 * 0,02}{55} = 394,7 \text{кг}$$

$$K_{\text{зч}} = \frac{12000 * 0,2}{394,7 + 24120 \left(\frac{0,57}{9,8} - \frac{4 - 2}{4} * 0,02 * \frac{13}{35} \right)} = 1,4 > [K_{\text{зч}}] = 1,2$$

Допустимий гальмівний момент при відсутності юзу:

$$M_T = \frac{n_d}{375 * t_T} \left[C(G D_1^2) + \frac{G_T * D_{\text{х.к}}^2 * \eta}{U_p^2} \right] - M_{\text{ст}}^{\text{б.г}}$$

$$M_T = \frac{705}{375 * 0,8} \left[1,15 * 2,52 + \frac{24120 * 0,55^2 * 0,87}{28,7^2} \right] - 3,29 = 21,6 \text{кгм}$$

Приймаємо на механізм пересування візка гальма ТКГГ-200

з $M_T = 30 \text{кгм}$.

2.3 Розрахунок металоконструкції рами візка

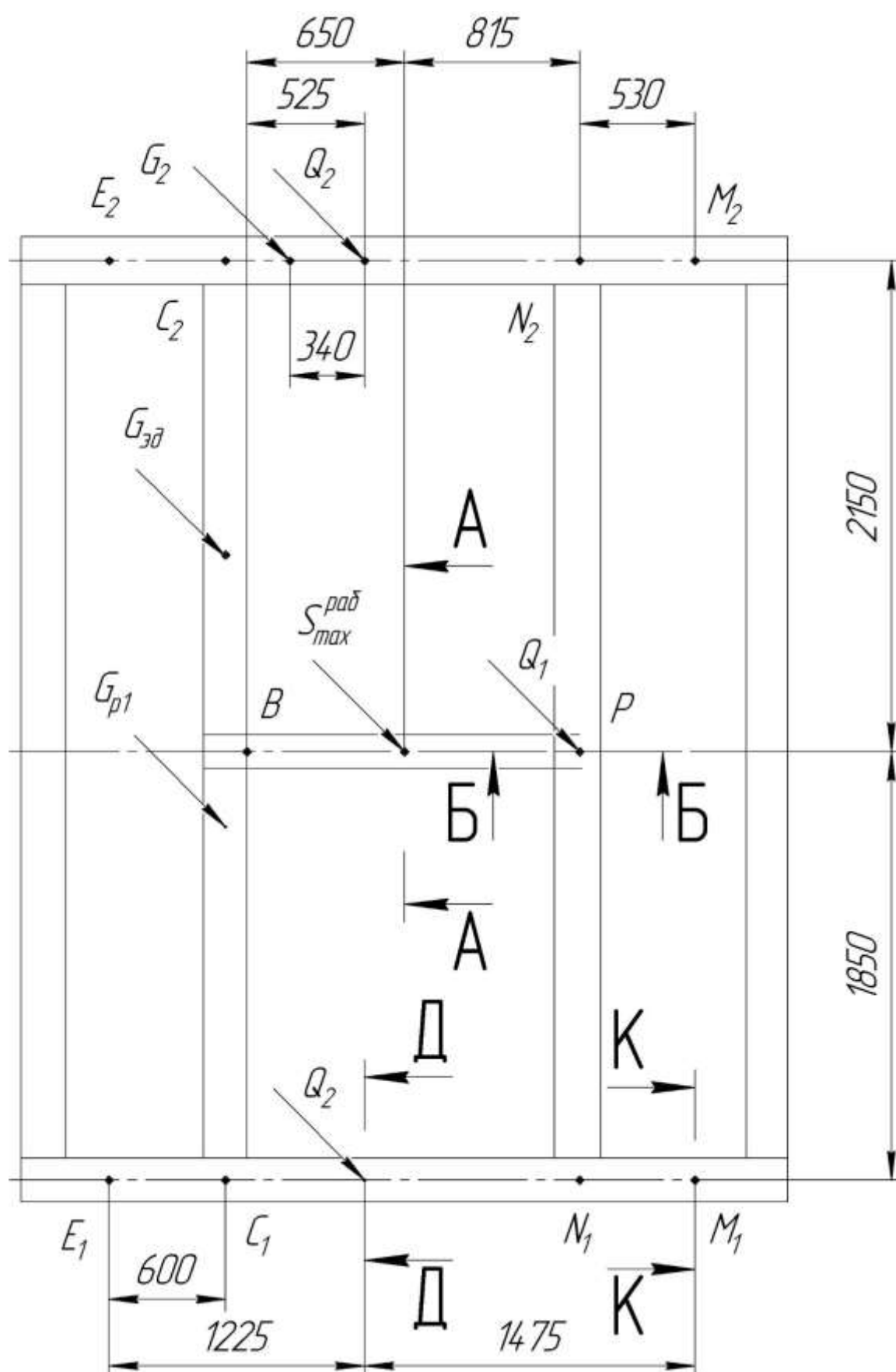


Рисунок 2.5 – Рама візка крана

Рама виготовлена з Ст.3 з наступними механічними характеристиками:

$$\sigma_B = 38 \text{ кг/мм}^2; \quad \sigma_T = 21 \text{ кг/мм}^2.$$

Допустимі напруження для Ст.3 при розрахунках на міцність, випадок навантажень II при запасі міцності $n = 1.4$.

$$[\sigma_p] = 1700 \text{ кг/см}^2;$$

$$[\sigma_{\text{и}}] = 1800 \text{ кг/см}^2;$$

$$[\tau_{\text{ср}}] = 1000 \text{ кг/см}^2.$$

Розрахунковий опір для Ст.3 при розрахунку на міцність випадок навантажень II:

$$\sigma_p^{\text{розр}} = 2100 \text{ кг/см}^2;$$

$$\tau_{\text{ср}}^{\text{розр}} = 1300 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_{\text{и}}^{\text{розр}} = 2100 \text{ кг/см}^2.$$

Балка В-Р (перетин А-А)

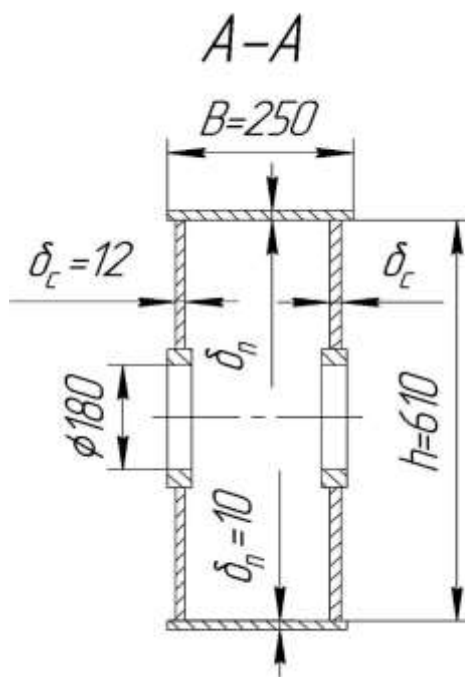


Рисунок 2.6 – Балка В-Р (перетин А-А)

На балці підвішено чотири блока поліспада. Максимальний натяг канату: $S_{max}^{раб} = 5500 \text{ кг}$.

Максимальне робоче навантаження прикладене к балці:

$$S_{max}^{раб} = S_{max}^{раб} * X = 5500 * 8 = 44000 \text{ кг}$$

де $X = 8$ – кількість гілок канату.

Момент інерції перетину відносно вісі X:

$$I_x = 2 * \left[\frac{B\delta_{\Pi}^3}{12} + B\delta_{\Pi} \left(\frac{h}{2} \right)^2 + \frac{\delta_c h^3}{12} \right]$$

$$I_x = 2 * \left[\frac{25 * 1^3}{12} + 25 * 1 * \left(\frac{61}{2} \right)^2 + \frac{1.2 * 61^3}{12} \right] = 91914 \text{ см}^4$$

Момент опору перетину відносно вісі X:

$$W_x = \frac{I_x}{H/2} = \frac{91914 * 2}{63} = 2918 \text{ см}^3$$

Розрахунок ведеться по методу допустимих напружень.

Випадок Па. Динамічний коефіцієнт:

$$\varphi_{II} = 1 + \xi * a * v = 1 + 1,5 + 0,0155 * 7,433 = 1,173$$

де $v = v_{пуск} = 4,46 \text{ м/хв} = 7,43 \text{ см/с}$

a – для випадку миттєвого гальмування вантажу:

$$a = \frac{1}{\sqrt{g * \lambda_{ст}}} = \frac{1}{\sqrt{981 * 422}} = 0,0155$$

$\lambda_{ст}$ – статичне подовження канату:

$$\lambda_{ст} = \frac{S_{max}^{раб} * l_k}{l * F_k * E_k} = \frac{62840 * 1610}{12 * 2 * 10^6} = 4.22 \text{ см}$$

де $l_k = h = 1610 \text{ см}$;

$F_k = 2 \text{ см}^2$ – площа поперечного перетину канату;

E_k – модуль пружності канату;

$$E_k = \nu * E_{cm} = 0,5 * 2 * 10^6 = 10^6 \text{ кг/см}^2$$

$\nu = 0,4 \div 0,6$ – для канатів подвійного звивання;

$$\xi = 1,5.$$

Реакції R_B та R_p і згиний момент в перетині А-А:

$$R_p = \frac{75 * S_{max}^{раб}}{75 + 81,5} = \frac{75 * 44000}{75 + 81,5} = 21086 \text{ кг}$$

$$R_B = \frac{81,5 * S_{max}^{раб}}{75 + 81,5} = \frac{81,5 * 44000}{75 + 81,5} = 22914 \text{ кг}$$

$$M = R_p * 81,5 = 21086 * 81,5 = 1718510 \text{ кгсм}$$

Розрахунковий момент:

$$M_{розр} = \varphi_{II} * M = 1173 * 1718510 = 2015880 \text{ кгсм}$$

$$\sigma_{зг} = \frac{M_p}{W_x} = \frac{2015880}{2918} = 690 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} < [\sigma_{зг}] = 1800 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$$

В стінці балці є отвір $\varnothing 180 \text{ мм}$ рис. 2.6 в перетині А-А. Найбільший коефіцієнт концентрації нормальних напружень може бути місце на контурі вирізу.

В нашому випадку

$$d = 180 < \frac{h}{2} = \frac{610}{2} = 305$$

Напруження в верхніх та нижніх поясах балки будуть більше ніж на контурі вирізу.

Двотаврова балка $N_1 - N_2$ (перетин Б-Б)

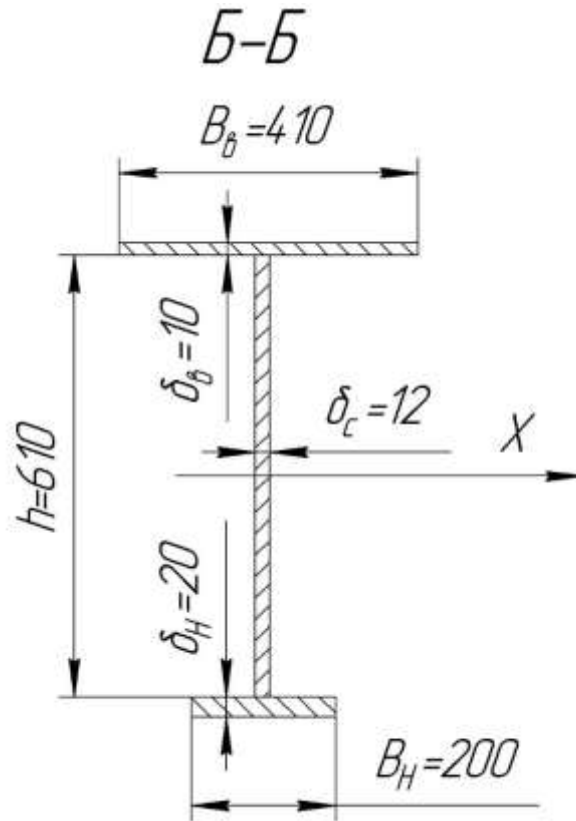


Рисунок 2.7 - Двотаврова балка $N_1 - N_2$ (перетин Б-Б)

Перетин Б-Б. На балку діють навантаження від зрівняльних блоків і R_p :

$$Q_1 = R_p + 2 * S_{max}^{раб} = 21086 + 2 * 5500 = 31086 \text{ кг}$$

Реакції N_1 і N_2 та максимальний згиний момент, який діє на двотаврову балку:

$$R_{N_2} = \frac{185 * Q_1}{400} = \frac{185 * 31086}{400} = 14377 \text{ кг}$$

$$R_{N_1} = \frac{215 * Q_1}{400} = \frac{215 * 31086}{400} = 16709 \text{ кг}$$

$$M = R_{N_1} * 185 = 16709 * 185 = 3091165 \text{ кгсм}$$

Розрахунковий згиний момент:

$$M_{розр} = \varphi_{II} * M = 1,173 * 3091165 = 3625936 \text{ кгсм}$$

Зміщення центру тяжіння перетину:

$$y_c = \frac{\sum F_i Y_i}{\sum F_i} = \frac{41 * 1 * 31 - 20 * 20 * 31.5}{41 + 40} \approx 0$$

Момент інерції перетину відносно вісі Х:

$$I_x = \frac{B_H \delta_H^3}{12} + B_H \delta_H \left(\frac{h}{2} + \frac{\delta_H}{2} \right)^2 + \frac{B_B \delta_B^3}{12} + B_B \delta_B \left(\frac{h}{2} + \frac{\delta_B}{2} \right)^2 + \frac{\delta_c h^3}{12}$$

$$I_x = \frac{20 * 2^3}{12} + 20 * 2 \left(\frac{61}{2} + \frac{2}{2} \right)^2 + \frac{41 * 1^3}{12} + 41 * 1 \left(\frac{61}{2} + \frac{1}{2} \right)^2 + \frac{1,2 * 61^3}{12}$$

$$= 101805 \text{ см}^4$$

Момент опору перетину відносно осі Х:

$$W = \frac{M_{\text{розр}}}{\frac{h}{2} + \delta_H} = \frac{101805}{\frac{61}{2} + 2} = 3132 \text{ см}^3$$

Згине напруження в перетині:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_p}{W_x} = \frac{3625936}{3132} = 1158 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} < [\sigma_{зг}] = 1800 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$$

Коробчаста балка $C_1 - C_2$

Коробчасту балку отримали за рахунок посилення двотаврової балки при встановленні трьохтоного підйому.

На балці розташовано електродвигун головного підйому та редуктор механізму пересування візка. $G_{\text{ел}} = 1700 \text{ кг}$; $G_p = 800 \text{ кг}$.

Реакції R_{c1} та R_{c2} :

$$R_{c2} = \frac{G_p * 140 + R_B * 185 + G_{\text{ел}}(400 - 121)}{400}$$

$$R_{c2} = \frac{800 * 140 + 22914 * 185 + 1700 * (400 - 121)}{400} = 12064 \text{ кг}$$

$$R_{c1} = \frac{G_p * 260 + R_B * 215 + G_{ел} 121}{400}$$

$$R_{c2} = \frac{800 * 260 + 22914 * 215 + 1700 * 121}{400} = 13350 \text{ кг}$$

Двотаврова балка $N_1 - N_2$ більш навантажена ніж коробчаста балка $C_1 - C_2$.

Поздовжні балки візка (перетин Д-Д і К-К)

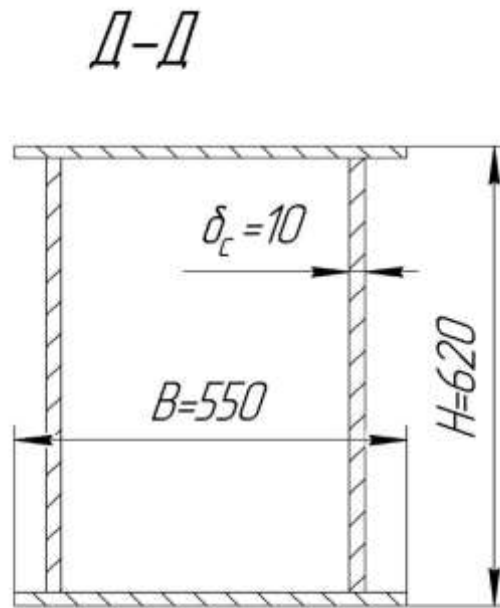


Рисунок 2.8 – Перетин Д-Д поздовжньої балки $E_1 M_1$

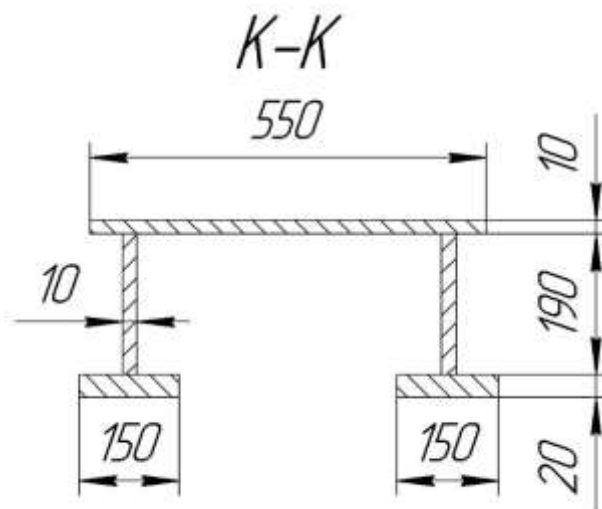


Рисунок 2.9 – Перетин К-К поздовжньої балки $E_1 M_1$

Перетин Д-Д та К-К. Поздовжня балка E_1M_1 . На балку діють навантаження R_{c1} ; R_{N1} ; Q_2

$$\text{де } Q_2 = S_{\text{раб}}^{\text{раб}} + \frac{G_p}{2} = 5500 + \frac{1800}{2} = 6400 \text{ кг}$$

Реакції R_{E1} та R_{M1}

$$R_{M1} = \frac{R_{c1} * 60 + Q_2 * 122,5 + R_{N1} * 217}{270}$$

$$R_{M1} = \frac{13350 * 60 + 6400 * 122,5 + 16709 * 217}{270} = 19300 \text{ кг}$$

$$R_{E1} = \frac{R_{N1} * 53 + Q_2 * 147,5 + R_{c1} * 210}{270}$$

$$R_{E1} = \frac{16709 * 53 + 6400 * 147,5 + 13350 * 210}{270} = 17160 \text{ кг}$$

Максимальний згиний момент:

$$M = R_E * 122,5 - R_c * 62,5$$

$$M = 17160 * 122,5 - 13350 * 62,5 = 1267725 \text{ кгсм}$$

Розрахунковий згиний момент:

$$M_{\text{розр}} = \varphi_{II} * M = 1,173 * 1267725 = 1487041 \text{ кгсм}$$

Момент опору перетину Д-Д

$$W_x = \frac{B * H^3 - Bh^3}{6 * H} = \frac{55 * 62^3 * 53 * 60^2}{6 * 62} = 4462 \text{ см}^3$$

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{\text{розр}}}{W_x} = \frac{1487041}{4462} = 335 \text{ кг/см}^2$$

Розрахунок поздовжньої балки на зріз:

Перетин К-К. Максимальне навантаження, яке діє на балку

$$R_{m1} = 19300 \text{ кг}$$

Площа поперечного перетину балки:

$$F = 55 * 1 + 2 * 19 * 1 + 2 * 15 * 2 = 153 \text{ см}^2$$

Напруження зрізу:

$$\tau_{зр} = \frac{R_{m1}}{F} = \frac{19300}{153} = 126 \text{ кг/см}^2$$

3. ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ ЗАВАЛЮВАЛЬНОГО КРАНА В ЗВ'ЯЗКУ З ПІДВИЩЕННЯМ ВАНТАЖОПІДЙОМНОСТІ

3.1 Конструкція мосту та матеріал виготовлення

Міст головної балки крана зварний и має двотавровий перетин. Верхні та нижні зв'язки виконані в вигляді ферми з настилом перфорованими листами зі сторони механізму пересування, а зі сторони тролі з настилом тільки на верхній горизонтальній фермі. Матеріал головної балки крана – Ст.3.

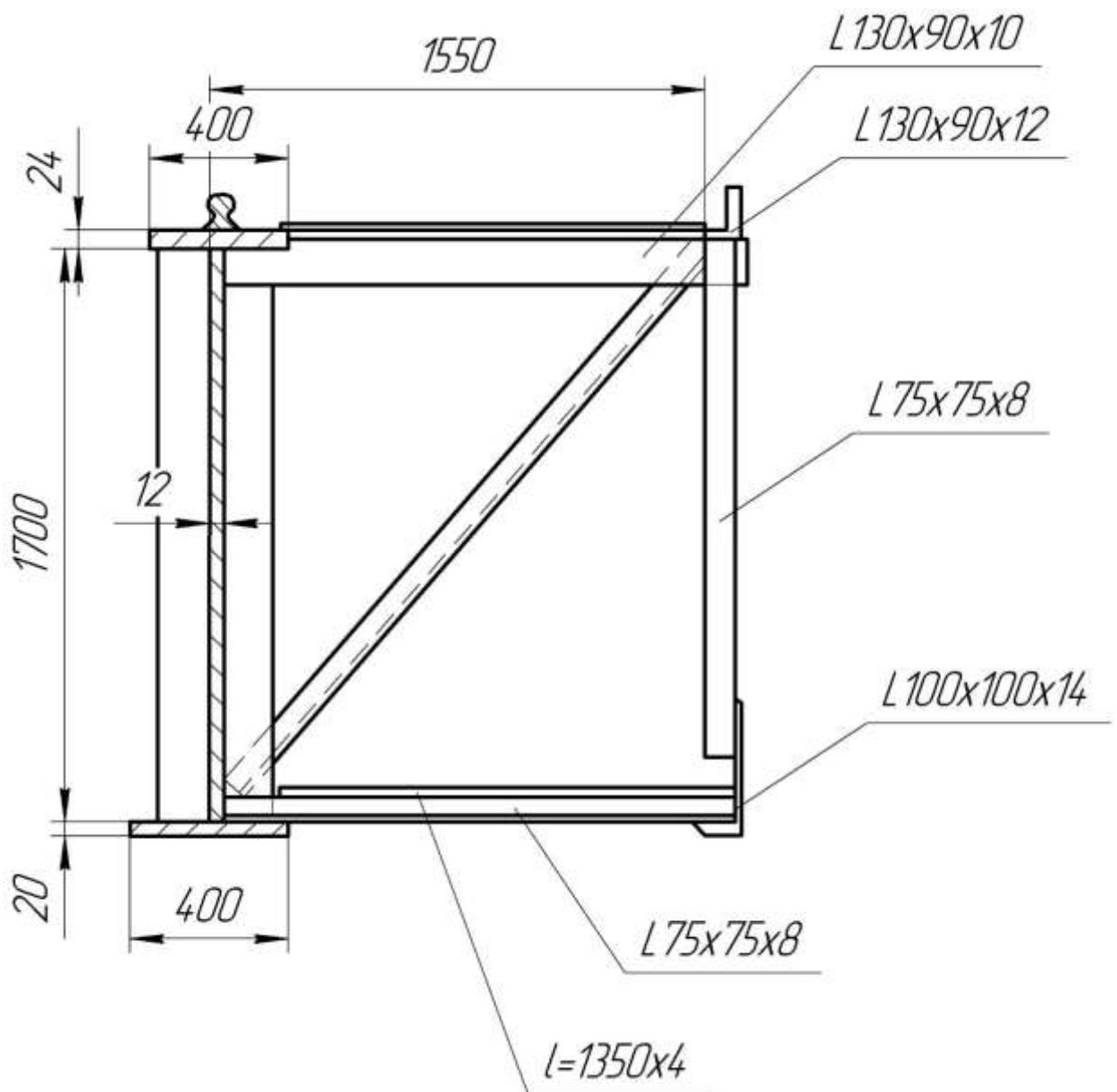


Рисунок 3.1 – Поперечний перетин головної балки

Параметри головної балки:

Верхній пояс головної балки $\delta_{\Pi}^B = 24\text{мм}$, $\sigma_B = 440\text{МПа}$;

Нижній пояс головної балки $\delta_{\Pi}^H = 20\text{мм}$, $\sigma_B = 390\text{МПа}$;

Вертикальна стінка головної балки $\delta_c = 12\text{мм}$, $\sigma_B = 460\text{МПа}$;

Ребра жорсткості головної балки $\delta_p = 10\text{мм}$, $\sigma_B = 460\text{МПа}$;

Лист настилу $\delta_n = 4\text{мм}$;

Верхній пояс допоміжної ферми $\angle 130 \times 90 \times 12$, $F = 25.2\text{см}^2$;

Нижній пояс допоміжної ферми $\angle 100 \times 100 \times 14$, $F = 26.3\text{см}^2$;

Розкіс ферми $\angle 75 \times 75 \times 8$, $F = 11.3\text{см}^2$.

3.1.1 Метод розрахунку

Міст розраховується шляхом розчленовування його на плоскі ферми з урахуванням просторової роботи моста.

На міст крана діють наступні навантаження:

- вертикальний тиск ходових коліс візка з вантажем передається на обидві балки;
- сила тяжіння конструкції, розподілена відповідно на головну та допоміжну ферми;
- сила тяжіння механізмів та електрообладнання;
- горизонтальна сила інерції, яка виникає при гальмуванні міста.

Геометричні характеристики середнього перетину моста

Головна балка

Площа перетину:

$$\text{пояс 1} \quad F_{\Pi}^B = B * \delta_{\Pi}^B = 40 * 2,4 = 96 \text{см}^2;$$

$$\text{пояс 2} \quad F_{\Pi}^H = B * \delta_{\Pi}^H = 40 * 2,0 = 80 \text{см}^2;$$

$$\text{стінка 3} \quad F_c = h_{\text{оп}} * \delta_c = 170 * 1,2 = 204 \text{см}^2;$$

$$\text{Загалом: } F = 380 \text{см}^2.$$

Центр тяжіння перетину:

$$Y_c = \frac{\sum F_i y_i}{\sum F_i} = \frac{80 * 1 + 204 * 87 + 96 * 179,5}{380} = 90 \text{см}$$

Момент інерції перетину головної балки відносно центральних вісь X-
X:

$$I_1 = I_x = \frac{B * \delta_{\Pi}^{B3}}{12} + F_{\Pi}^B * 83,2^2 + \frac{B * \delta_{\Pi}^{H3}}{12} + F_{\Pi}^H * 89^2 + \frac{\delta_c * h_{\text{оп}}^3}{12} + F_c * 3^2, \text{см}^4$$

$$I_1 = I_x = \frac{40 * 2,4^3}{12} + 96 * 83,2^2 + \frac{40 * 2^3}{12} + 80 * 89^2 + \frac{1,2 * 170^3}{12} + 204 * 3^2 =$$

$$= 1792000 \text{см}^4$$

Момент опору:

$$W_{x1} = \frac{I_x}{y_{\min}} = \frac{1792000}{84,4} = 21232 \text{см}^3;$$

$$W_{x2} = \frac{I_x}{y_{\max}} = \frac{1792000}{90} = 19910 \text{см}^3;$$

Верхня горизонтальна ферма:

Площа перетину:

$$\text{пояс 1} \quad F_{\Pi}^B = B * \delta_{\Pi}^B = 40 * 2,4 = 96 \text{см}^2;$$

$$\text{пояс 2} \quad F_{\Pi} = 25,2 \text{см}^2; \angle 130 \times 90 \times 12$$

$$\text{настил 3} \quad F_H = \frac{1}{2} l S_H = \frac{1}{2} * 135 * 0,4 = 27 \text{см}^2;$$

Загалом: $F = 148,2\text{см}^2$.

Центр тяжіння перетину:

$$X_c = \frac{\sum F_i y_i}{\sum F_i} = \frac{96 * 20 + 27 * 107 + 25,2 * 175}{148,2} = 62\text{см}$$

Момент інерції ферми:

$$I_3 = \frac{B^3 * \delta_{\Pi}^B}{12} + F_{\Pi}^B * 42^2 + \frac{l_H^3 * \delta_H}{12} + F_H * 55^2 + F_{\Pi} * 122^2, \text{см}^4$$

$$I_3 = \frac{40^3 * 2,4}{12} + 96 * 42^2 + \frac{135^3 * 0,4}{12} + 27 * 55^2 + 25,2 * 122^2 =$$

$$= 720900\text{см}^4$$

Момент опору:

$$W_1 = \frac{720900}{62} = 11160\text{см}^3;$$

$$W_3 = \frac{720900}{126} = 5721\text{см}^3;$$

Нижня горизонтальна ферма:

Момент інерції поясів:

$$I_{\Pi} = \frac{F_{\Pi}^H * F_{\Pi}^B * B^2}{F_{\Pi}^H + F_{\Pi}^B} = \frac{80 * 26,3 * 155^2}{80 + 26,3} = 475500\text{см}^4$$

З урахуванням деформації решітки момент інерції ферми:

$$I'_{\Pi} = \frac{I_{\Pi}}{\mu} = \frac{475500}{1,2} = 396200\text{см}^4$$

$$\text{де } \mu = 1,2; \frac{h}{L} = \frac{155}{1840} = \frac{1}{12}; \frac{F_{\Pi}}{F_p} = \frac{53}{22} = 2,4$$

$$F_{\Pi} = 0,5(F_{\Pi}^H + F_{\Pi}^B) = 0,5(80 + 26,3) = 53\text{см}^2$$

З урахуванням жорсткої заробки ферми в кінцевих балках:

$$I_4 = I'_4 \frac{f}{f'} = 396200 * 4 = 1584800\text{см}^4$$

Момент інерції допоміжної ферми:

$$I_{\Pi} = \frac{25,2 * 26,3 * 170^2}{25,2 + 26,3} = 371920 \text{ см}^4$$

$$I_2 = \frac{I_{\Pi}}{\mu} = \frac{371920}{1,25} = 299530 \text{ см}^4$$

$$\text{де } \mu = 1,25; \text{ при } \frac{h}{L} = \frac{1,7}{18,40} = \frac{1}{10}; \frac{F_{\Pi}}{F_p} = \frac{25,2}{11,5} = 2$$

3.2 Розподілення сил на ферми 1-4 від позacentрового прикладення сили тиску ходових коліс візка з вантажем

Внаслідок кручення виникає перерозподіл навантажень на всі ферми моста. На металоконструкцію моста застосовуємо розрахункову комбінацію навантажень Пв.

Візок на мосту нерухомий:

$$Q_1 = \frac{\frac{I_1}{I_2} + \frac{b^2}{h^2} * \frac{I_1}{I_4}}{1 + \frac{I_1}{I_2} + \frac{b^2}{h^2} * \frac{I_1}{I_4}} * P$$

$$Q_1 = \frac{\frac{1792000}{299530} + \frac{170^2}{155^2} * \frac{1792000}{1584800}}{1 + \frac{1792000}{299530} + \frac{170^2}{155^2} * \frac{1792000}{1584800}} * P = 0,88 * P ;$$

$$Q_2 = \frac{1 * P}{1 + \frac{I_1}{I_2} + \frac{b^2}{h^2} * \frac{I_1}{I_4}}$$

$$Q_2 = \frac{1}{1 + \frac{1792000}{299530} + \frac{170^2}{155^2} * \frac{1792000}{1584800}} * P = 0,12 * P ;$$

$$Q_4 = \frac{1 * P}{1 + \frac{I_1}{I_2} + \frac{b^2}{h^2} * \frac{I_1}{I_4}} * \frac{B}{h}$$

$$Q_4 = 0,12 * \frac{155}{170} * P = 0,109 * P$$

$$Q_3 = 0$$

Візок рухається по мосту:

$$Q_1 = \left(1 + \frac{I_1}{I_1 + I_2}\right) * \frac{P}{2} = \left(1 + \frac{1792000}{1792000 + 299530}\right) * \frac{P}{2} = 0,928P$$

$$Q_2 = \frac{I_2}{I_1 + I_2} * \frac{P}{2} = \frac{299530}{299530 + 1792000} * \frac{P}{2} = 0,072P$$

$$Q_3 = -Q_4 = \frac{I_2}{I_1 + I_2} * \frac{B}{h} * \frac{P}{2} = \frac{299530}{299530 + 1792000} * \frac{155}{170} * \frac{P}{2} = 0,066P$$

Вага елементів конструкції

Вага моста	$G = 20570\text{кг}$
Вага головної балки	$G_6 = 6800\text{кг}$
Вага настилів	$2G_H = 800\text{кг}$
Вага ферм	$G_\phi = 2485\text{кг}$
Вага кабіни	$G_K = 1100\text{кг}$
Вага кінцевої балки	$G_{к.б} = 7700\text{кг}$
Вага візка	$G_T = 24120\text{кг}$
Вага електрообладнання	$G_{ел} = 4220\text{кг}$
Вага механізму пересування	$G_{мех} = 2480\text{кг}$
Вага трансмісії	$G_{тр} = 1570\text{кг}$
Вага допоміжної ферми	$G_{д.ф} = 1170\text{кг}$

3.3 Визначення розрахункових навантажень для половини моста зі сторони механізму пересування крана

Розрахунок проводимо за методом допускних напружень – комбінація навантажень Пв.

Для головної балки розрахунковий випадок Пв – візок рухається по мосту, для допоміжної ферми – візок нерухомий.

$$K_m = 1.1 \quad v_{кр} = 67 \text{ м/хв}$$

Навантаження на головну балку при русі візка з вантажем

$$N_3 = P_3 * K_T = 20627 * 1.1 = 22689 \text{ кг}$$

$$N_4 = P_4 * K_T = 20018 * 1.1 = 22020 \text{ кг}$$

Візок рухається по мосту:

$$N'_3 = 0.928 * N_3 = 0.928 * 22689 = 21055 \text{ кг}$$

$$N'_4 = 0.928 * N_4 = 0.928 * 22020 = 20430 \text{ кг}$$

Візок нерухомий:

$$N''_3 = 0.88 * N_3 = 0.88 * 22689 = 19966 \text{ кг}$$

$$N''_4 = 0.88 * N_4 = 0.88 * 22020 = 19377 \text{ кг}$$

Зосереджене навантаження на головну балку від ваги механізму пересування крана:

$$P_{\text{мех}} = Q_{\text{мех}} * K_T = 2,48 * 1,1 = 2728 \text{ т}$$

Постійне розподілене навантаження:

$$g_2 = K_T * \frac{G_6 + G_{\text{пп}} + \frac{2}{3} G_{\text{ел}} + \frac{1}{2} G_{\text{ф}} + \frac{1}{2} G_{\text{тр}}}{L}, \text{ т/м}$$

$$g_2 = 1,1 * \frac{6,8 + 0,4 + \frac{2}{3} * 4,22 + \frac{1}{2} * 1,5 + \frac{1}{2} * 1,57}{18,4} = 0,765 \text{ т/м}$$

Навантаження на горизонтальні ферми

Горизонтальна сила інерції від ваги візка з вантажем при гальмуванні механізму пересування:

$$P_{\text{и}}^{\text{max}} = \frac{(Q + G_T)j_M}{g} = \frac{(60 + 24.12)0.6}{9.8} = 6.4\text{т}$$

$$\text{де } j_M = \frac{v}{t_T} = \frac{67.5}{2.1 \cdot 60} = 0.6\text{м/сек}^2$$

Горизонтальна сила інерції від ваги механізму пересування:

$$P_{\text{и}}^{\text{мех}} = G_{\text{мех}} \frac{j_M}{g} = 2,48 \frac{0.6}{9.8} = 0,15\text{т}$$

Горизонтальна сила інерції від ваги моста:

$$P_{\text{и}}^{\text{м}} = g_2 * L * \frac{j_M}{g} = 0.765 * 18.4 * \frac{0.6}{9.8} = 0,86\text{т}$$

Горизонтальна сила на ферми від позацентрового прикладення навантажень від ходових коліс візка з вантажем:

Візок рухається:

$$Q_3 = -Q_4 = 0,066P$$

$$\text{де } P = N_3 + N_4$$

$$N_3^{\Gamma'} = 0.066 * 22,689 = 1,497\text{т}$$

$$N_4^{\Gamma'} = 0.066 * 22,02 = 1,453\text{т}$$

Візок нерухомий:

$$N_3^{\Gamma''} = 0.109 * 22,689 = 2.473\text{т}$$

$$N_4^{\Gamma''} = 0.109 * 22,02 = 2.4\text{т}$$

Навантаження на допоміжну ферму від сили Q_2 (візок нерухомий)

$$N_3^{\Gamma'''} = 0.12 * N_3 = 0.12 * 22.689 = 2.722\text{т}$$

$$N_4^{\Gamma'''} = 0.12 * N_4 = 0.12 * 22.020 = 2.642\text{т}$$

Навантаження на допоміжну ферму від механізму пересування:

$$P'_{\text{мех}} = \frac{1}{2} Q_{\text{мех}} * K_T = \frac{1}{2} * 2,48 * 1,1 = 1,364 \text{т}$$

Навантаження на допоміжну ферму від розподіленого навантаження:

$$g_{\text{д.ф}} = \frac{G_{\text{д.ф}} + \frac{1}{2} G_{\text{г.ф}} + \frac{1}{3} G_{\text{ел}} + \frac{1}{2} G_{\text{тр}} + G_{\text{м}}}{L}, \text{т/м}$$

$$g_{\text{д.ф}} = \frac{1,17 + \frac{1,5}{2} + \frac{1}{3} * 4,22 + \frac{1,52}{2} + 0,4}{18,4} = 0,245 \text{т/м}$$

Розрахунковий згинаючий момент, який діє на ферми

В головній балці згинаючий момент (по лініям впливу в середині перетину) від сили $Q_1 = 0,928 \text{Р}$

$$M_{\text{max}}^{\text{В}} = 209 \text{тм}$$

Згинаючий момент від сил інерції в фермах 3 та 4 при умові жорсткої заробки цих ферм в кінцевих балках:

$$M_{\text{ин}} = \frac{P_{\text{max}}^{\text{ин}} * L}{8} + \frac{P_{\text{и}}^{\text{м}} * L}{12} + \frac{P_{\text{и}}^{\text{мех}} * L}{8}$$

$$M_{\text{ин}} = \frac{6,4 * 18,4}{8} + \frac{0,86 * 18,4}{12} + \frac{0,15 * 18,4}{8} = 16,4 \text{тм}$$

Згинаючий момент інерції на ферму 3 передається $2/3$ від $M_{\text{ин}}$, а на ферму 4 $1/3$ від $M_{\text{ин}}$ від ваги візка з вантажем при різкому гальмуванні моста:

$$M_3^{\text{ин}} = \frac{2}{3} * M_{\text{ин}} = \frac{2}{3} * 16,4 = 10,9 \text{тм}$$

$$M_4^{\text{ин}} = \frac{1}{3} * M_{\text{ин}} = \frac{1}{3} * 16,4 = 5,5 \text{тм}$$

Згинаючий момент діючий на горизонтальні ферми 3 та 4 від позацентрового прикладення сили тиску ходових коліс візка з вантажем:

Візок нерухомий

$$M_{3\Gamma} = \frac{(N_3^{\Gamma''} + N_4^{\Gamma''}) * L}{8} = \frac{(2.473 + 2.4) * 18.4}{8} = 11.2 \text{ тм}$$

Візок рухається по мосту

$$M_3^{\Gamma} = -M_4^{\Gamma} = \frac{(N_3^{\Gamma'} + N_4^{\Gamma'}) * L}{8} = \frac{(1.497 + 1.453) * 18.4}{8} = 6.76 \text{ тм}$$

3.4 Розрахункові напруження в елементах моста

Нормальні напруження в головній балці в вертикальній площині (точки 1 та 2)

$$\sigma_{1,2} = \frac{M_{max}^B}{W_{x.п}}, \text{ кг/см}^2$$

$$\sigma_1^B = \frac{209 * 10^5}{21232} = -984 \text{ кг/см}^2$$

$$\sigma_2^B = \frac{209 * 10^5}{19910} = \pm 1049 \text{ кг/см}^2$$

Напруження в точках 1 та 3 від сил інерції

$$\sigma_1^{iH} = \frac{M_3^{iH}}{W_1} = \frac{10.9 * 10^5}{11160} = \pm 94 \text{ кг/см}^2$$

$$\sigma_3^{iH} = \frac{M_3^{iH}}{W_3} = \frac{10.9 * 10^5}{5721} = \pm 190 \text{ кг/см}^2$$

Від позацентрового навантаження:

$$\sigma_1^{пH} = \frac{M_3^{\Gamma}}{W_1} = \frac{6.76 * 10^5}{11160} = 60 \text{ кг/см}^2$$

$$\sigma_3^{пH} = \frac{M_3^{\Gamma}}{W_3} = \frac{6.76 * 10^5}{5721} = -118 \text{ кг/см}^2$$

Напруження в точках 2 та 4 від сил інерції

$$\sigma_2^{\text{іН}} = \frac{S_4^{\text{іН}}}{F_1} = \frac{3500}{80} = \pm 44 \text{ кг/см}^2$$

$$\sigma_4^{\text{іН}} = \frac{S_4^{\text{іН}}}{F_4} = \frac{3500}{26.3} = \pm 133 \text{ кг/см}^2$$

де $S_4^{\text{іН}}$ - зусилля в поясах ферми 4 від сил інерції

$$S_4^{\text{іН}} = \frac{M_4^{\text{іН}}}{b} = \frac{5.5}{1.55} = 3.5 \text{ т}; \quad b = 1.55$$

Від позацентрового навантаження:

$$\sigma_2^{\text{пН}} = \frac{S_2}{F_2} = \frac{4360}{80} = -54 \text{ кг/см}^2$$

$$\sigma_4^{\text{пН}} = \frac{S_4}{F_4} = \frac{7230}{26.3} = 274 \text{ кг/см}^2$$

де S_2 - зусилля в поясах 2 та 4 (візок нерухомий)

$$S_2 = \frac{M_3^{\text{Г}}}{b} = \frac{6.76}{1.55} = 4,36 \text{ т}; \quad b = 1.55$$

S_4 - зусилля в поясах 2 та 4 (візок рухомий)

$$S_4 = \frac{M_4^{\text{Г}}}{b} = \frac{11,2}{1.55} = 7,23 \text{ т}; \quad b = 1.55$$

Напруження в поясах допоміжної ферми (по лініям впливу)

$$\sigma_3^{\text{В}} = -841 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}; \quad \sigma_4^{\text{В}} = 806 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2};$$

Сумарне напруження в розрахункових точках

$$\text{т.1 } \sigma_1 = \sigma_1^{\text{В}} + \sigma_1^{\text{пН}} + \sigma_1^{\text{іН}} = -984 + 60 \pm 97 = -1021 \text{ кг/см}^2$$

$$\text{т.2 } \sigma_2 = \sigma_2^{\text{В}} + \sigma_2^{\text{пН}} + \sigma_2^{\text{іН}} = 1049 - 54 \pm 44 = +1039 \text{ кг/см}^2$$

$$\text{т.3 } \sigma_3 = \sigma_3^{\text{В}} + \sigma_3^{\text{пН}} + \sigma_3^{\text{іН}} = -841 - 118 \pm 190 = -1149 \text{ кг/см}^2$$

$$\text{т.4 } \sigma_4 = \sigma_4^{\text{В}} + \sigma_4^{\text{пН}} + \sigma_4^{\text{іН}} = 806 + 274 \pm 133 = 1213 \text{ кг/см}^2$$

3.5 Перевірка на втомну міцність головної балки

Розрахунок на витривалість проводимо по нормальним навантаженням робочого стану для випадку Ia.

Еквівалентне навантаження:

$$Q_{\text{екв}} = \varphi_{\text{екв}} * Q = 0,9 * 60 = 54\text{т}$$

де $\varphi_{\text{екв}} = 0,9$ - для важкого режиму роботи.

Динамічний коефіцієнт

$$\varphi_1 = 1 + \xi * a * v = 1 + 1,2 * 0,0135 * 3,7 = 1,06$$

$$\text{де } a = \frac{1}{\sqrt{g*(y_{\text{ст}} + \lambda_{\text{ст}})}} = \frac{1}{\sqrt{9,81*(1,56 + 4,02)}} = 0,0135$$

$y_{\text{ст}} = 1,56\text{см}$ – з розрахунку на жорсткість.

Подовження каната:

$$\lambda_{\text{ст}} = \frac{Q * l_k}{i * F_k * E_k} = \frac{60000 * 1610}{12 * 2 * 10^6} = 4,02\text{см}$$

$l_k = 16,1\text{ м}$ - висота підйому;

$E_k = 10^6\text{ кг/см}^2$;

$F_k = 2\text{см}^2$ = площа перетину каната;

$i = 12$ – кількість гілок канату;

$\xi = 1,2$ – коефіцієнт неточності канату.

При розрахунку на міцність приймаємо $v = v_{\text{під}}$, а при розрахунку на витривалість $v = 0,5 * v_{\text{під}}$

$$v = 0,5 * v_{\text{під}} = 0,5 * 4,46 = 2,23\text{м/хв}$$

Коефіцієнт асиметрії циклу

$$r = \frac{11G_T + 10gL}{16(G'_T + \varphi_1 Q'_{\text{екв}}) + 10gL}$$

$$r = \frac{11 * 12,05 + 10 * 0,765 * 18,4}{16(2 + 1,06 * 27) + 10 * 0,765 * 18,4} = 0,44$$

де $G_T = 12,06$ – половина ваги візка

$$Q'_{\text{екв}} = \frac{Q_{\text{екв}}}{2} = \frac{54}{2} = 27 \text{ т}$$

Границя витривалості визначається з урахуванням коефіцієнту асиметрії циклу r та ефективного коефіцієнта концентрації напруження

$$\sigma_{rk} = \frac{2 * \sigma_{-1}}{(1 - r)k + (1 + r)h}$$

$$\sigma_{rk} = \frac{2 * 126}{(1 - 0,44) * 1,8 + (1 + 0,44) * 0,2} = 19,5 \text{ кг/мм}^2$$

де $h = 0,2$ – для вуглецевих сталей;

$k = 1,8$ - коефіцієнта концентрації напруження (стикові та кутові шви);

$$\sigma_{-1} = 12,65 \text{ кг/мм}^2.$$

Допускні напруження на витривалість:

$$[\sigma_{rk}] = \frac{\sigma_{rk}}{n} = \frac{19,5}{1,4} = 14 \text{ кг/мм}^2$$

Перевірний розрахунок за комбінацією навантажень Ів на витривалість проводити немає потреби, тому що напруження в найбільш навантажених точках моста з розрахунку на міцність не перевищує $[\sigma_{rk}]$, тому $[\sigma] = [\sigma_{rk}] = 1400 \text{ кг/см}^2$

3.6 Перевірка жорсткості головної балки

Прогин балки в середині прольоту від дії тільки статичних рухомих навантажень не повинні перевищувати:

$$[f] = \frac{1}{700} L = \frac{18400}{700} = 26.28 \text{ мм} = 2,63 \text{ см}$$

Найбільший згинаючий момент від дії прикладання статичних рухомих навантажень:

$$M_{\text{ст}} = 177 \text{ Н/см (по лініям впливу)}$$

Фактичний прогин:

$$f = \frac{M_{\text{ст}} L^2}{10 E I^2} = \frac{177 * 10^5 * 1840^2}{10 * 2.1 * 10^6 * 1.79 * 10^6} = 1.6 \text{ см} < [f]$$

По жорсткості та міцності головна балка недовантажена:

$$f = 1,6 \text{ см при } [f] = 2,63 \text{ см}$$

$$\sigma_{\text{max}} = 1039 \text{ кг/см}^2 \text{ при } [\sigma] = 1400 \text{ кг/см}^2$$

3.7 Перевірка жорсткої стійкості стінок головної балки

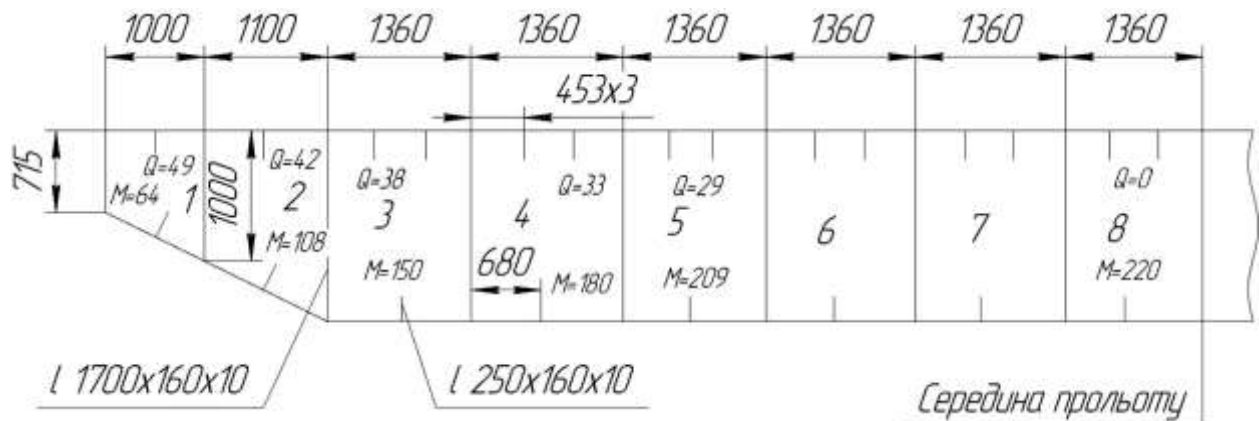


Рисунок 3.2 – Головна балка

Місцеві навантаження змінання кромки вертикальної стінки в місцях неукріплених ребрами жорсткості:

$$\sigma_{зм} = \frac{P}{z * \delta \sqrt[3]{\frac{I}{z}}} = \frac{22689}{35.6 * 1.2 \sqrt[3]{\frac{1594}{35.6}}} = 153,16 \text{ кг/см}^2$$

де $P=N_3$ – найбільший тиск ходового колеса візка на рейку;

z – умовна довжина розподіленого тиску від зосередженого вантажу.

$$z = c \sqrt[3]{\frac{I}{\delta}} = 3.28 \sqrt[3]{\frac{1549}{1.2}} = 35.6$$

$I = I_p + I_{\Pi}$ – сума моментів інерції рейки та поясу

$$I = \frac{40 * 2,4^3}{12} + 1544 = 1594 \text{ см}^4$$

$I_p = 1544 \text{ см}^4$ – момент інерції рейки КР – 80.

Перевірку місцевої стійкості стінки при наявності поперечних ребр жорсткості проводимо в найбільш навантажених відсіках 1, 4 та 8.

Відсік 1

$$n_0 = \left[\left(\frac{\sigma}{\sigma_{кр}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{м.кр}} \right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{кр}} \right)^2 \right]^{-0,5} > [n] = 1.4$$

де σ – нормальні напруження в перетинах від згину балки;

$\sigma_{\text{м.кр}}$ – критичні місцеві напруження від зосередженого вантажу

$$\sigma_{\text{м.кр}} = K_1 * \left(\frac{\delta}{a}\right)^2 * 10^4 = 3480 * \left(\frac{1.2}{136}\right)^2 * 10^4 = 270916 \text{ кг/см}^2$$

$$K_1 = 3480.$$

Критичне дотичне напруження для прямокутної пластини:

$$\tau_{\text{кр}} = \left[1250 + 950 \left(\frac{b}{a}\right)^2 \right] * \left(\frac{\delta}{b}\right)^2 * 10^4, \text{ кг/см}^2$$

$$\tau_{\text{кр}} = \left[1250 + 950 \left(\frac{170}{136}\right)^2 \right] * \left(\frac{1.2}{170}\right)^2 * 10^4 = 1362 \text{ кг/см}^2$$

Дотичні напруження в небезпечних перетинах:

$$\tau = \frac{Q_{\text{max}}}{h_c * \delta_c} = \frac{50500}{80 * 1.2} = 536 \text{ кг/см}^2$$

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{531}{2709}\right)^2 + \left(\frac{536}{1362}\right)^2}} = 2.27 > [n] = 1.4$$

Відсік 4 (1/4 прольоту L)

Нормальні напруження:

$$\sigma = \frac{180 * 10^5}{19911} = 904 \text{ кг/см}^2$$

Дотичні напруження:

$$\tau = \frac{33400}{170 * 1.2} = 163 \text{ кг/см}^2$$

Критичне напруження від згинаючого моменту:

$$\sigma_{кр} = K * \left(\frac{\delta}{h_0}\right)^2 * 10^4 = 7460 * \left(\frac{1.2}{170}\right)^2 * 10^4 = 3717 \text{ кг/см}^2$$

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{904}{3717} + \frac{531}{2709}\right)^2 + \left(\frac{163}{1302}\right)^2}} = 2.2 > [n] = 1.4$$

Відсік 8 Середина прольоту

Згинаючий момент $M_{max}^B = 222 \text{ тм}$, $\tau = 0$, $\sigma = 1049 \text{ кг/см}^2$ - нормальні напруження від M_{max}^B .

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{531}{2709}\right)^2 + \left(\frac{1049}{3717}\right)^2}} = 2.4 > [n] = 1.4$$

Умова стійкості виконується в усіх відсіках з достатнім запасом.

3.8 Розрахунок кінцевої балки

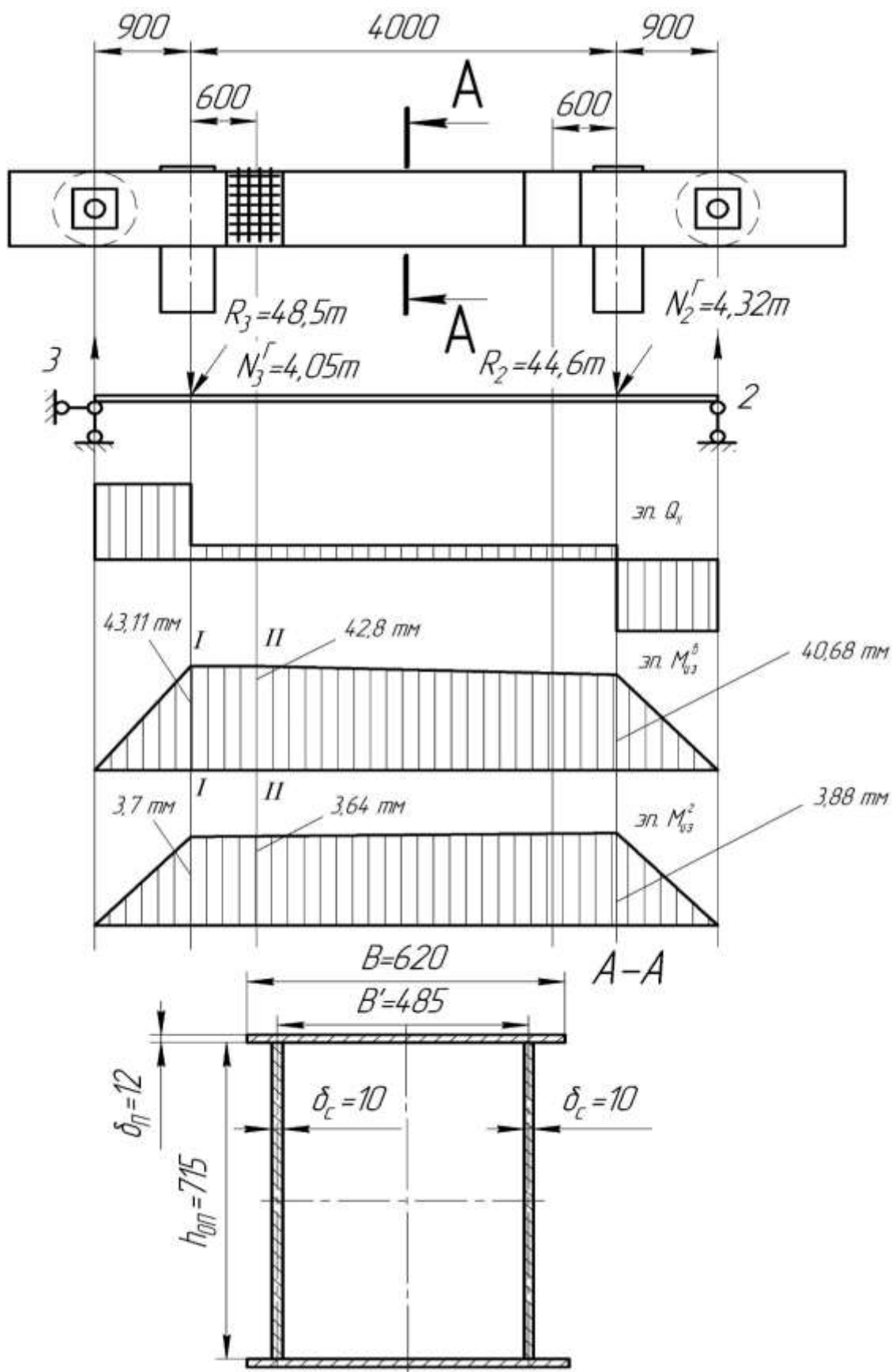


Рисунок 3.3 – Кінцева балка

Розрахунок проводимо по комбінації навантажень Пс. Кран нерухомий, рухається візок з вантажем при різкому гальмуванні $R_3 = 48.5\text{т}$, $R_4 = 44.6\text{т}$ – опорний тиск головної балки на кінцеву зі сторони найбільш навантажених опор.

Опорні реакції:

$$2. = R_3 \frac{0.9}{5.8} + R_2 \frac{4 + 0.9}{5.8} = 48.5 * \frac{0.9}{5.8} + 44.6 * \frac{4.9}{5.8} = 45.2\text{т};$$

$$3. = R_2 + R_3 - 2. = 48.5 + 44.6 - 45.2 = 47.9\text{т}.$$

Навантаження від гальмування візка в горизонтальній площині:

$$N_3^r = 0.1(P_4 + P_3) = 0.1(20.018 + 20.627) = 4.06\text{т};$$

$$N_2^r = 0.1(P_1 + P_2) = 0.1(21.139 + 22.136) = 4.32\text{т};$$

Згинаючий момент в перетинах I, II та III:

$$M_I^B = 47.9 * 0.9 = 43.11\text{тм};$$

$$M_{II}^B = 45.2 * 0.9 = 40.68\text{тм};$$

$$M_{III}^B = 42.8\text{тм};$$

$$M_I^r = 4.06 * 0.9 = 3.64\text{тм};$$

$$M_{II}^r = 4.32 * 0.9 = 3.88\text{тм};$$

$$M_{III}^r = 3.7\text{тм}.$$

Геометричні характеристики перетину кінцевої балки

Момент інерції перетину відносно центральних вісь:

$$I_x = 2 \left[\frac{B\delta^3}{12} + \left(\frac{h_{on}}{2} + \frac{\delta_n}{2} \right)^2 B * \delta_n + \frac{h^3 \delta_c}{12} \right], \text{см}^4$$

$$I_x = 2 \left[\frac{62 * 1.2^3}{12} + \left(\frac{71.5}{2} + \frac{1.2}{2} \right)^2 * 62 * 1.2 + \frac{71.5^3 * 1}{12} \right] = 257530 \text{ см}^4;$$

$$I_y = 2 \left[\frac{B^3 \delta_n}{12} + \frac{h \delta_c^3}{12} + h \delta_c \left(\frac{B'}{2} + \frac{\delta_c}{2} \right)^2 \right], \text{см}^4$$

$$I_y = 2 \left[\frac{62^3 * 1.2}{12} + \frac{71.5 * 1^3}{12} + 71.5 * 1 \left(\frac{46.5}{2} + \frac{1}{2} \right)^2 \right] = 128325 \text{см}^4$$

Момент опору перетину:

$$W_x = \frac{I_x}{y_{max}} = \frac{257530}{37} = 6960 \text{см}^3$$

$$W_y = \frac{I_y}{x_{max}} = \frac{128325}{31} = 4139 \text{см}^3$$

Статичний момент полуперетину відносно вісі X-X:

$$S_x = B \delta_n \left(\frac{h}{2} + \frac{\delta_n}{2} \right) + 2 \frac{h}{2} \delta_c \frac{h}{4}, \text{см}^3$$

$$S_x = 62 * 1.2 * \left(\frac{71.5}{2} + \frac{1.2}{2} \right) + 2 * \frac{71.5}{2} * 1 * \frac{71.5}{4} = 3982 \text{см}^3$$

Нормальні напруження в перетині I:

$$\sigma_B = \frac{M_1^B}{W_x} = \frac{4311000}{6960} = 619 \text{кг/см}^2;$$

$$\sigma_\Gamma = \frac{M_1^\Gamma}{W_y} = \frac{364000}{4139} = 88 \text{кг/см}^2;$$

$$\sigma_1 = \sigma_B + \sigma_\Gamma = 88 + 619 = 707 \text{кг/см}^2$$

Дотичні напруження в перетині I:

$$\tau = \frac{Q * S_x}{I_x * 2 * \delta_c} = \frac{47900 * 3982}{257500 * 2 * 1} = 370 \text{кг/см}^2$$

Зведене напруження по 4-й теорії міцності:

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{707^2 + 370^2 * 3} = 954 \text{кг/см}^2 < [\sigma] = 1700 \text{кг/см}^2$$

3.9 Розрахунок монтажного стику кінцевої балки

Перевірка міцності болтів кріплення монтажного стику стінки кінцевої балки

Згинаючий момент, який діє на монтажний стик:

$$M_I^B = 42,8 \text{ тм}$$

Момент діючий на з'єднання:

$$\frac{M_{\text{ст}}}{M_I^B} = \frac{I_{\text{ст}}}{I_x}$$

$I_{\text{ст}}$ – момент інерції двох стінок кінцевої балки

$$I_{\text{ст}} = 2 \frac{\delta_{\text{ст}} * h^3}{12} = 2 * \frac{1 * 71.5^3}{12} = 60920 \text{ см}^4$$

$$I_x = 257500 \text{ см}^4$$

$$M'_{\text{ст}} = M_I^B * \frac{I_{\text{ст}}}{I_x} = 42.2 * \frac{60920}{257500} = 10 \text{ тм}$$

На одну стінку передається момент:

$$M_{\text{ст}} = \frac{M'_{\text{ст}}}{2} = \frac{10}{2} = 5 \text{ тм}$$

Сила, яка сприймається одним болтом найбільш віддаленого ряду:

$$N_1 = \frac{M_{\text{ст}} * r_i}{m * \sum r_i^2} = \frac{5 * 10^5 * 64}{2 * (64^2 + 46^2 + 28^2 + 10^2)} = 2230 \text{ кг}$$

де r_i – відстань між силами;

$m = 2$ – число болтів в найбільш віддаленому ряді.

Напруження в болті:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4 * N_1}{\pi * d_1^2} = \frac{4 * 2230}{3.14 * 2.2^2} = 587 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} < [\tau] = 1100 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2};$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{N_1}{d_1 * \delta_i} = \frac{2230}{2.2 * 1} = 1014 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} < [\sigma]_{\text{см}} = 3400 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2};$$

$$[\tau] = 0,7 * [\sigma] = 0,7 * 1700 = 1100 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2};$$

$$[\sigma]_{\text{см}} = 2 * [\sigma] = 2 * 1700 = 3400 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}.$$

Перевірка болтів кріплення верхніх та нижніх накладок монтажного стику

Момент інерції поясів:

$$I_{nx} = 2B\delta_n \left(\frac{h}{2} + \frac{\delta_n}{2} \right)^2 = 2 * 62 * 1.5 * \left(\frac{71.5}{2} + \frac{1.2}{2} \right)^2 = 196610 \text{см}^4;$$

$$I_x = 257530 \text{см}^4; M_I^B = 42,8 \text{тм}$$

Згинаючий момент сприймаємий поясами:

$$M_n = M_I^B * \frac{I_{nx}}{I_x} = 42.8 * \frac{196616}{257530} = 32 \text{тм}$$

Момент, що представлений як пара сил:

$$M_n = N_h; \quad N = \frac{M_n}{h} = \frac{32}{0.727} = 44 \text{т}$$

Напруження в болтах:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{N}{n * n_{\text{ср}} * \frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{44000 * 4}{12 * 1 * 3.14 * 2.2^2} = \frac{968 \text{кг}}{\text{см}^2} < [\tau] = 1100 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2};$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{N}{n * d * \Sigma \delta} = \frac{44000}{12 * 2.2 * 1} = 1665 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} < [\sigma]_{\text{см}} = 3400 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2};$$

де $n_{\text{ср}}=1$ – кількість поверхонь зрізу;

$n = 12$ – кількість болтів.

Розрахунок заклепкового з'єднання вузла сполучення головної балки з кінцевою

Перевіряємо опорний перетин на зріз. В опорі діють:

$$Q_{max} = 50.5T = N$$

Дотичні напруження:

$$\tau = \frac{N}{n * n_{cp} * \frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{50500 * 4}{11 * 2 * 3.14 * 2.2^2} = \frac{616 \text{ кг}}{\text{см}^2} < [\tau] = 1100 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2};$$

Напруження зминання:

$$\sigma_{cm} = \frac{N}{n * d * \Sigma \delta} = \frac{50500}{11 * 2.2 * 1.2} = 1773 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} < [\sigma]_{cm} = 3400 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2};$$

де d – діаметр заклепки;

$n_{cp}=2$ – кількість поверхонь зрізу;

$n = 11$ – кількість заклепок в накладці.

3.10 Розрахунок зварних швів

Поясні шви

Перевіряємо в небезпечному перерізі опори головної балки. Приварка поясів виконується суцільним швом $\delta = 8\text{мм}$.

Сколююча сила, яка приходить на одиницю довжини балки:

$$T = \frac{Q_{max} * S_n}{I_x} = \frac{50500 * 3840}{236000} = 837 \frac{\text{кг}}{\text{см}}$$

де S_n – статичний момент поясу відносно осі X-X в опорному перетині:

$$S_n = F_n * \frac{h_{on}}{2} = 96 * \frac{80}{2} = 3840 \text{ см}^3$$

I_x – момент інерції опорного перетину

$$I_x = \frac{40 * 2.4^3}{12} + 96 * 39^2 + \frac{40 * 2^3}{12} + 80 * 43^2 + \frac{1.2 * 80^3}{12} = 236000 \text{ см}^4$$

Напруження в шві:

$$\tau = \sqrt{\frac{T^2 + V^2}{2 * B * K}} = 768 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} < [\tau]_{\text{св}} = 1000 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2};$$

де V – сколюючі зусилля від дії місцевого тиску ходових коліс

$$V = \frac{P}{Z} = \frac{22689}{35.6} = 637 \frac{\text{кг}}{\text{см}}$$

де $Z = 35,6$ – умовна довжина розподіленого тиску від зосередженого навантаження.

Зварні шви стінки

Згинаючий момент в перетині стінки, де розташований зварний шов точка 4 по лініям впливу

$$M = 180 \text{ тм}$$

Згинаючий момент, який діє на стінку:

$$M_{\text{ст}} = M * \frac{I_{\text{ст}}}{I_x} = 180 * \frac{493130}{1792000} = 49,5 \text{ тм};$$

$$I_{\text{ст}} = \frac{1,2 * 170^3}{12} + 204 * 3^2 = 493136 \text{ см}^4$$

Нормальні напруження в зварному шві:

$$\sigma = \frac{M_{\text{ст}}}{2 * W_{\text{шв}}} = \frac{M_{\text{ст}}}{2 * \frac{\delta l^2}{6}} = 430 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} < [\sigma]_{\text{ш}} = 1000 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}.$$

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

В магістерській роботі проводяться дослідження завалювального крану з метою підвищення його вантажопідйомності з 50т до 60т. Для найбільш ефективного планування заходів виконують аналіз потенційних небезпек, в першу чергу визначення небезпеки, пошук причин, а потім з'ясування можливих наслідків.

4.1 Аналіз потенційних небезпек

- незадовільні ергономічні вимоги на робочому місці проектувальника. Вони можуть бути пов'язані з використанням застарілої офісної техніки та невідповідності параметрів робочої зони, що можуть призвести до зниження працездатності;
- недоліки конструктивних рішень при заміні двигунів, редукторів, гальм;
- ураження електричним струмом;
- недоліки проекту у розрахунках гальм ПТМ, які можуть призвести до АС;
- потенційні небезпеки, що пов'язані з непрацездатністю блокуючих та сигналізуючих пристроїв, зокрема робота замкнутих електромеханічних блокуючих пристроїв основного та допоміжного привода;
- похибки у розрахунках стропів, небезпека падіння або зриву вантажу;
- незадовільна підготовка робочої зони, де працює завалювальний кран та порушення правил управління роботою;
- негативний вплив електромагнітних полів та випромінювань;
- незадовільні параметри повітряного середовища в робочій зоні;
- можливість загорань в наслідок порушень правил пожежної безпеки;
- небезпеки, що пов'язані з умовами праці в надзвичайних ситуаціях.

4.2 Заходи по забезпеченню техніки безпеки

Для виключення проблем незадовільних ергономічних характеристик робочого місця внаслідок нераціонального планування робочого місця, передбачено виконання всіх умов ергономіки щодо робочого місця, робочої зони та робочого приміщення.

Площа на одного працівника повинна бути не менше 6 м², а об'єм не менше ніж 20 м³, висота робочої поверхні столу 600-800мм, досяжність до предметів праці 600-1400мм, а глибина 800-1000мм. Рекомендована висота стільця 400-500мм, кут нахилу вперед 15° та назад 5°, підставка для ніг не менше 300мм, згідно з ГОСТ 12.2.032-78 ССБТ «Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования».

Головною ідеєю стандартів є положення про те, що «Конструктивные и эргономические особенности рабочего места должны обеспечивать беспрепятственное и удобное выполнение всех рабочих операций».

- Конструктивні рішення впливають на розрахунки та вибір двигунів, редукторів, гальм, тому вони повинні бути обґрунтовані та підтвердженні розрахунками з подальшою перевіркою та атестацією.

- Ураження електричним струмом, внаслідок порушень правил електробезпеки, несправності електрообладнання, що може призвести до електричних травм або летального наслідку. Оскільки експлуатується устаткування, що використовує електричний струм високої промислової напруги.

Для запобігання цих випадків в проекті передбачені:

Організаційні заходи: проведення навчання з правил електробезпеки, перевірка знань та атестація персоналу на четверту або третю групу з електробезпеки, згідно НПАОП 0.00.-4.12-05 «Типове положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці».,

ДНАОП1.1.10-1.01-2000 «Правила безпечної експлуатації електроустановок».

Технічні заходи: Використання захисного заземлення та занулення згідно ПУЕ-2009 «Правила улаштування електроустановок», Устрій захисного відключення електроустановок при аварійній ситуації згідно ГОСТ 12.4.155-85 ССБТ «Устройство защитного отключения. Классификация. Общие технические требования». Неізольовані частини електрообладнання, що проводять струм, розташовані в місцях можливого дотику до них, огорожені. Все електрообладнання повинно відповідати вимогам ПУЕ. Все електрообладнання, що розташоване на крані повинно бути заземлене. Роботу приводів треба регулярно перевіряти шляхом тестування та візуального огляду.

- Для запобігання потенційних небезпек, які можуть виникнути внаслідок відмови гальмівної системи ПТМ, яка є однією з найважливіших систем безпеки при роботі механізмів та приводів звертають увагу на положення згідно НПАОП 0.00-1.01-07 «Правила будови та безпечної експлуатації».

Механізми підймання вантажу обладнуються гальмами нормально замкнутого типу, що автоматично розмикаються під час увімкнення приводу. У разі спрацювання електричного захисту, вимикання або зникнення напруги в мережі гальмо має автоматично замикатися.

У механізмі підймання з двома приводами, що вмикаються одночасно і працюють на один барабан або на два барабани з кінематичним зв'язком, що не розмикається, на кожному приводі встановлюють не менше одного гальма із запасом гальмування не менше 1,25.

Механізми підймання спеціальних металургійних кранів призначених для транспортування розжареного металу, шлаку, обладнуються двома гальмами.

Роботу гальм треба регулярно перевіряти шляхом тестування та візуального огляду. Для того, щоб запобігти виникненню небезпеки при

раптовому вимкненні джерел енергії всі робочі органи, а також пристрої, які використовуються для захоплення, затискування та підймання заготовок, деталей, виробів тощо, повинні оснащуватись спеціальними захисним пристосуванням. Причому необхідно унеможливити самочинне вмикання приводів робочих органів у разі відновлення енергопостачання.

- Для запобігання механічних травм і унеможливлення проникнення людини в небезпечну зону обладнання передбачені:

- Блокуючі пристрої, які поділяються на: механічні, електромеханічні та електричні.

При використанні механічного блокування зазвичай, щоб зняти запобіжник, потрібно загальмувати і повністю зупинити привод машини, інакше важіль не дасть зняти запобіжник. А при знятому запобіжному засобі агрегат неможливо запустити. Електромеханічне блокування полягає в тому, що устаткування знеструмлюється. Електричне блокування застосовується в електроустановках з напругою 500В і вище, а також в різних видах технологічного обладнання з електроприводом. Воно забезпечує можливість увімкнення обладнання лише за наявності запобіжників.

- Сигнальні пристрої дають інформацію про роботу технологічного обладнання і про зміни в перебігу процесу, запобігають небезпекам, повідомляють про місце їх виявлення. Передбачено застосовувати системи сигналізації, що відповідає вимогам ДСТУ EN 457-2001 «Безопасность машин. Звуковые сигналы опасности. Общие требования, проектирование и испытания». Сигналізація поділяється на оперативну, застережну і опізнавальну.

- З виключенням обриву стропа та падіння вантажу з великої висоти виконаємо розрахунок і визначимо діаметр сталевих канатів для стропування вантажів при їх підйомі.

Вага вантажу макс. складає - 60 т;

число канатів у стропі - 4 шт;

кут зачалування стропа - 30° ;

маркіровочна група каната – 1568 МПа.

Визначимо зусилля в канаті стропа за формулою:

$$S = \frac{Q}{n} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} = \frac{60}{4} \cdot \frac{1}{0.87} = 17.24 \text{ кН}$$

де: Q – вага вантажу,

n – число канатів у стропі, шт.;

α – кут зачалування стропа.

Таким чином визначимо розрахункове зусилля каната:

$$P = S \cdot K = 17,24 \cdot 10 = 172,4 \text{ кН}$$

де K – коефіцієнт запасу міцності (K = 10).

За найближчим більшим числовим значенням розрахункового зусилля каната стропа обираємо канат діаметром 23мм та заданою маркіровочною групою 1600 МПа.

- Незадовільна підготовка робочої зони де працює завалювальний кран, та порушення правил управління роботою все це може призвести до жахливих наслідків.

Адміністрація підприємства, де працюють мостові крани, не повинна допускати знаходження людей і виробництва будь-яких робіт в зоні їх дії.

Зоною дії мостового завалювального крана, в якій забороняється проведення будь-яких робіт і прохід людей, вважається та ділянка, в межах якої проводиться завалка бадді в піч. Небезпеку для людей представляє випадкове знеструмлення, перекося бадді, обрив стропу. Не виключена можливість опускання бадді на людей. У тих місцях, де працюють такі крани, необхідно огородити небезпечну зону: прохід через неї повинен бути закритий, а перебування людей в ній під час роботи таких кранів заборонено. Способи огороження зони роботи кранів визначаються підприємством, що експлуатує крани.

Нормативних матеріалів з цього питання немає. Можлива установка попереджувальних знаків на шляху підходу людей до небезпечної зони.

Вимоги до таких знаків встановлені ГОСТ 2.4.026-76 «Кольори сигнальні і знаки безпеки для промислових підприємств».

4.3 Заходи та забезпечення виробничої та санітарної праці

- З усуненням негативної дії електромагнітних полів, яке полягає в зниженні імунітету людини, а відповідно, сприяє загальній захворюваності та втрати працездатності.

Однією з мір захисту є нормування їх напруженості у відповідності ДСН 3.3.6.096–2002 «Державні санітарні норми і правила при роботі з джерелами електромагнітних полів », винос потужного технологічного обладнання за межі робочої зони. Рівні напруженості електромагнітного поля в кабіні машиніста не повинні перевищувати гранично допустимих рівнів згідно Державним санітарним нормам та правилам при роботі з джерелами електромагнітних полів, що затверджені наказом Міністерства охорони здоров'я України від 18.12.2002 №476.

Рівні напруженості електростатичного поля на поверхні матеріалів, котрими оброблена кабіна, та рівні напруженості електростатичного поля у кабіні відповідають "Санітарними правилам й нормам з застосування полімерних матеріалів в будівництві. Гігієнічні вимоги ." що затверджені міністерством охорони здоров'я України від 12.08.91, та діючими НД.

- Незадовільні параметри повітряного середовища в робочій зоні, причинами яких є незадовільна робота систем опалення та повітрообміну, що може призвести до зниження комфортності праці та загальних захворювань.

Для усунення цих причин по нормалізації параметрів повітряного середовища в проекті передбачено: устрій технічних систем, які повинні забезпечувати параметри повітряного середовища у відповідності до норм, які вказані в таблиці 1, згідно СНиП 23-01-99 «Будівельна кліматологія».

Таблиця 1. Оптимальні фізичні параметри повітряного середовища в кабіні крану та в робочому кабінеті проектувальника.

Період року	Температура, °C	Відносна вологість, %	Швидкість руху, м/с
Холодний	18 - 22	40 - 60	0,1 – 0,3
Теплий	20 - 23	40 - 60	0,1 – 0,4

В теплий період року для зниження температури повітря в робочому просторі необхідно використовувати природну вентиляцію, або загальнообмінну приточно-витяжну вентиляцію згідно ГОСТ. Для приміщення цеху (категорія робіт Пб): температура повітря - 17–19°С для холодного періоду року та 20–22°С для теплого періоду року, забезпечується кондиціонерами (перший клас кондиціонування) та настінними електричними обігрівачами; вологість повітря – 40 – 60%, забезпечується ультразвуковими охолоджувачами; швидкість руху повітря не більше 0.2м/с. Чистота повітря забезпечується системою вентиляції з природним збудженням та системою фільтрів.

4.4 Заходи з пожежної безпеки.

Причинами загорань є порушення правил пожежної безпеки та коротке замикання.

- Для попередження пожежі на ділянках передбачені такі заходи: наявність первинних засобів пожежогасіння, до яких відносять вогнегасники: - ВПП-10 та ВВК-5, які дають можливість ліквідувати джерело займання.

При ліквідації загорань на установках, що знаходяться під напругою, використовують тільки вуглекислотні вогнегасники.

Пожежний зв'язок в даному цеху здійснюється за допомогою телефону або радіостанції УКВ діапазону, що дає можливість більш оперативно гасити пожежі.

В комплексі заходів, що використовуються в системі протипожежного захисту, важливе значення має вибір найбільш раціональних способів та засобів гасіння різних горючих речовин, матеріалів згідно зі СНиП 2.01.02-85 «Противопожарные нормы проектирования зданий и сооружений».

На випадок виникнення пожежі, передбачена пожежна сигналізація, що спрацьовує у випадку якщо температура в районі датчика перевищує гранично допустиму. Отже, з метою оперативного реагування на виникнення вогнищ спалаху, датчики розвішені за всією площею приміщення.

Для категорії приміщення В (для мартенівського цеху) на кожних 400 м² площі необхідно мати 1 порошковий вогнегасник об'ємом 10 л і 2 вуглекислотних об'ємом 5 (8) л. Максимально допустима відстань від можливого вогнища пожежі до місць розміщення вогнегасників - 40 м. У місцях зосередження устаткування кількість вогнегасників і інших первинних засобів пожежогасіння збільшена. Число пожежних щитів приймаємо з розрахунку один щит на 300-400 м² виробничої площі. Отже для цеху площею 900 м² передбачено: три порошкові вогнегасники ОП-10 об'ємом 10 літрів; шість вуглекислотних вогнегасників ОУ-2 об'ємом 5 літрів; три пожежних щита.

4.5 Заходи з безпеки у надзвичайних ситуаціях.

- Навчання працюючого населення дії в умовах надзвичайних ситуацій є обов'язковим і проводиться в робочий час, за рахунок коштів роботодавця за програмами підготовки населення до дій в умовах надзвичайних ситуацій, а також на спеціальних об'єктових навчаннях і тренуваннях з питань цивільного захисту.

Порядок організації та проведення спеціальних об'єктових навчань і тренувань з питань цивільного захисту визначається Державною службою України з НС.

Для отримання працівниками відомостей про порядок дій в умовах НС, з урахуванням особливостей виробничої діяльності об'єкта, обладнується інформаційно-довідковий куточок з питань цивільного захисту.

При прийнятті на роботу, а також щорічно, працівники проходять інструктаж з питань цивільного захисту, пожежної безпеки та діям в умовах НС.

Особи, яких беруть на роботу, пов'язану з підвищеною пожежною небезпекою, попередньо проходять спеціальне навчання (пожежно-технічний мінімум).

Працівники, зайняті на роботах з підвищеною пожежною небезпекою, один раз на рік проходять перевірку знань нормативних актів з пожежної безпеки, а посадові особи, з метою допуску до виконання своїх обов'язків, а також періодично (один раз на три роки), проходять навчання і перевірку знань з питань пожежної безпеки.

Забороняється допускати до роботи осіб, які не пройшли навчання, інструктаж і перевірку знань з питань цивільного захисту, зокрема з пожежної безпеки.

ВИСНОВОК

Експлуатація завалювального крана, який встановлений в пічному прольоті сталеплавильного цеху заводу «Дніпроспецсталь» з вантажопідйомністю $Q = 60\text{т.}$ можлива при умові виконання наступних заходів:

1. Використовувати канат за ГОСТ 14954-69 типу ЛК-Р $[1+6+6/6]+7\times 7[1+6]$, $\sigma_b = 1600\text{МПа}$ з розривним зусиллям $R = 330\text{кН}$ та $d = 23\text{мм}$ або канат за ГОСТ 3088-69 типу ЛК-Р $18\times 19 [1+6+6/6]+1\text{ос}$, $\sigma_b = 1800\text{МПа}$ з розривним зусиллям $R = 325\text{кН}$ та $d = 23\text{мм}$.
2. Використовують гак №25А за ГОСТ 6627-66, нарізав на його хвостастику різьбу ТРАП 140×16 , довжиною $l = 145\text{ мм}$, тим самим зберігши без зміни траверзу гакової підвіски.
3. Виготовити нову гайку гаку.
4. В механізмі пересування візка встановити електродвигун МТФ – 312-8, редуктор ВКУ – 750, виготовити нові трансмісійні вали.
5. Колеса візка і крану виготовити зі сталі Сталь 65Г для забезпечення потрібної довговічності.
6. Металоконструкція моста крану та візка підсиленню не потребує.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Правила будови та безпечної експлуатації кранів.
2. А.В Кузьмин, Ф.Л. Марон. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. -1983. -350 с.
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Том 1.
4. Справочник по сопротивлению материалов / Отв. ред. Писаренко Г.С. -Киев: Наук. думка, 1988. -736 с.
5. Справочник по кранам: В 2 т. Том 2. В.И. Брауде, М.М. Гохберг и др.. -М; 1988. - 536 с.
6. Подшипники качения: Справочник-каталог / Под ред. В. Н. Нарышкина и Р. В. Коросташевского, - М.: Машиностроение, 1984. - 280 с.
7. Справочник по кранам: В 2 т. Том 1. В.И. Брауде, М.М. Гохберг и др.. -М; 1988. - 536 с.
8. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Том 3.
9. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин. Иванченко Ф.К. и др. -Киев, «ВШ», 1978, -576 с.
10. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. Руденко Н.Ф., Александров М.П. и Лысяков А.Г. –М., изд-во “Машиностроение”, 1971, 464 с.
11. Подъемно-транспортные машины: Атлас конструкций: Учебное пособие для студентов вузов / М.П. Александров, Д.Н. Решетов, Б.А. Байков и др.; –М.: Машиностроение, 1987, 122 с.